

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3

77815 Bühl

GS 0585 S

Patentanspruch

Verfahren, Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines
5 Kraftfahrzeuges, vorzugsweise mit einem Antriebsmotor und einem Getriebe,
insbesondere zur Ansteuerung eines automatisierten Schaltgetriebes (ASG), im
Antriebsstrang, gekennzeichnet durch mindestens eines der in den
nachfolgenden Anmeldungsunterlagen enthaltenen Merkmale oder der
Kombination von mindestens zwei dieser Merkmale.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3

77815 Bühl

GS 0585 S

Verfahren, Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines
Kraftfahrzeuges

5

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren, eine Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges.

- 10 Gemäß Figur 1 weist ein Fahrzeug 1' in an sich bekannter Weise eine Antriebseinheit 2', wie einen Motor oder eine Brennkraftmaschine auf. Weiterhin sind im Antriebsstrang des Fahrzeuges 1' ein Drehmomentübertragungssystem 3' und ein Getriebe 4' angeordnet. In diesem Ausführungsbeispiel ist das Drehmomentübertragungssystem 3' im Kraftfluss zwischen Motor und Getriebe
- 15 angeordnet, wobei ein Antriebsmoment des Motors über das Drehmomentübertragungssystem 3' an das Getriebe 4' und von dem Getriebe 4' abtriebsseitig an einer Abtriebswelle 5' und an eine nachgeordnete Achse 6' sowie an die Räder 6a' übertragen wird.

Das Drehmomentübertragungssystem 3' ist als Kupplung, wie z.B. als Reibungskupplung, Lamellenkupplung, Magnetpulverkupplung oder Wandlerüberbrückungskupplung, ausgestaltet, wobei die Kupplung eine selbsteinstellende oder eine verschleißausgleichende Kupplung sein kann.

5

Das Drehmomentübertragungssystem 3' kann weiterhin als Anfahrkupplung und/oder Wendesatzkupplung zur Drehrichtungsumkehr und/oder Sicherheitskupplung mit einem gezielt ansteuerbaren übertragbaren Drehmoment ausgestaltet sein. Das Drehmomentübertragungssystem 3' kann
10 eine Trockenreibungskupplung oder eine nass laufende Reibungskupplung sein, die beispielsweise in einem Fluid läuft. Ebenso kann sie ein Drehmomentwandler sein.

Das Drehmomentübertragungssystem 3' weist eine Antriebsseite 7' und eine
15 Abtriebsseite 8' auf, wobei ein Drehmoment von der Antriebsseite 7' auf die Antriebsseite 8' übertragen wird, indem z.B. die Kupplungsscheibe 3a' mittels der Druckplatte 3b', der Tellerfeder 3c' und dem Ausrücklager 3e' sowie dem Schwungrad 3d' kraftbeaufschlagt wird. Zu dieser Beaufschlagung wird der Ausrückhebel 20' mittels eines mechanischen Ausrücksystems, z.B. einem
20 Aktor, betätigt.

Die Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystem 3' erfolgt mittels einer Steuereinheit 13', wie ein Steuergerät, welches die Steuerelektronik 13a' und

den Aktor 13b' umfassen kann. In einer anderen vorteilhaften Ausführung können den Aktor 13b' und die Steuerelektronik 13a' auch in zwei unterschiedlichen Baueinheiten, wie Gehäusen, angeordnet sein.

- 5 Die Steuereinheit 13' kann die Steuer- und Leistungselektronik zur Ansteuerung des Antriebsmotors 12' des Aktors 13b' enthalten. Dadurch kann beispielsweise vorteilhaft erreicht werden, dass das System als einzigen Bauraum den Bauraum für den Aktor 13b' mit Elektronik benötigt. Der Aktor 13b' besteht aus dem Antriebsmotor 12', wie z.B. einem Elektromotor, wobei der Elektromotor
- 10 12' über ein Getriebe, wie z.B. ein Schneckengetriebe oder ein Stirnradgetriebe oder ein Kurbelgetriebe oder ein Gewindespindelgetriebe, auf einen Geberzylinder 11' wirkt. Diese Wirkung auf den Geberzylinder 11' kann direkt oder über ein Gestänge erfolgen.
- 15 Die Bewegung des Ausgangsteiles des Aktors 13b', wie z.B. des Geberzylinderkolbens 11a', wird mit einem Kupplungswegsensor 14' detektiert, welcher die Position oder Stellung oder die Geschwindigkeit oder die Beschleunigung einer Größe detektiert, welche proportional zur Position bzw. Einrückposition respektive der Geschwindigkeit oder Beschleunigung der
- 20 Kupplung ist. Der Geberzylinder 11' ist über eine Druckmittelleitung 9', wie z.B. Hydraulikleitung, mit dem Nehmerzylinder 10' verbunden. Das Ausgangselement 10a' des Nehmerzylinders ist mit dem Ausrückmittel 20', z.B. einem Ausrückhebel, wirkverbunden, so dass eine Bewegung des

Ausgangsteiles 10a' des Nehmerzylinders 10' bewirkt, dass das Ausrückmittel 20' ebenfalls bewegt oder verkippt wird, um das von der Kupplung 3' übertragbare Drehmoment anzusteuern.

5 Der Aktor 13b' zur Ansteuerung des übertragbaren Drehmoments des Drehmomentübertragungssystem 3' kann druckmittelbetätigbar sein, d.h., er kann einen Druckmittelgeber- und Nehmerzylinder aufweisen. Das Druckmittel kann beispielsweise ein Hydraulikfluid oder ein Pneumatikmedium sein. Die Betätigung des Druckmittelgeberzylinders kann elektromotorisch erfolgen, 10 wobei der als Antriebselement 12' vorgesehene Elektromotor elektronisch angesteuert werden kann. Das Antriebselement 12' des Aktors 13b' kann neben einem elektromotorischen Antriebselement auch ein anderes, beispielsweise druckmittelbetätigtes Antriebselement sein. Weiterhin können Magnetaktoren verwendet werden, um eine Position eines Elementes einzustellen.

15

Bei einer Reibungskupplung erfolgt die Ansteuerung des übertragbaren Drehmomentes dadurch, dass die Anpressung der Reibbeläge der Kupplungsscheibe zwischen dem Schwungrad 3d' und der Druckplatte 3b' gezielt erfolgt. Über die Stellung des Ausrückmittels 20', wie z.B. einer 20 Ausrückgabel oder eines Zentralausrückers kann die Kraftbeaufschlagung der Druckplatte 3b' respektive der Reibbeläge gezielt angesteuert werden, wobei die Druckplatte 3b' dabei zwischen zwei Endpositionen bewegt und beliebig eingestellt und fixiert werden kann. Die eine Endposition entspricht einer völlig

eingerrückten Kupplungsposition und die andere Endposition einer völlig ausgerückten Kupplungsposition. Zur Ansteuerung eines übertragbaren Drehmomentes, welches beispielsweise geringer ist als das momentan anliegende Motormoment, kann beispielsweise eine Position der Druckplatte 5 3b' angesteuert werden, die in einem Zwischenbereich zwischen den beiden Endpositionen liegt. Die Kupplung kann mittels der gezielten Ansteuerung des Ausrückmittels 20' in dieser Position fixiert werden. Es können aber auch übertragbare Kupplungsmomente angesteuert werden, die definiert über den momentan anstehenden Motormomenten liegen. In einem solchen Fall können 10 die aktuell anstehenden Motormomente übertragen werden, wobei die Drehmoment-Ungleichförmigkeiten im Antriebsstrang in Form von beispielsweise Drehmomentspitzen gedämpft und/oder isoliert werden.

Zur Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystems 3' werden weiterhin 15 Sensoren verwendet, die zumindest zeitweise die relevanten Größen des gesamten Systems überwachen und die zur Steuerung notwendigen Zustandsgrößen, Signale und Messwerte liefern, die von der Steuereinheit verarbeitet werden, wobei eine Signalverbindung zu anderen Elektroeinheiten, wie beispielsweise zu einer Motorelektronik oder einer Elektronik eines 20 Antiblockiersystems (ABS) oder einer Antischlupfregelung (ASR) vorgesehen sein kann und bestehen kann. Die Sensoren detektieren beispielsweise Drehzahlen, wie Raddrehzahlen, Motordrehzahlen, die Position des Lasthebels,

die Drosselklappeinstellung, die Gangposition des Getriebes, eine Schaltabsicht und weitere fahrzeugspezifische Kenngrößen.

Die Figur 1 zeigt, dass ein Drosselklappensensor 15', ein Motordrehzahlsensor 16', sowie ein Tachosensor 17' Verwendung finden können und Messwerte bzw. Informationen an das Steuergerät 13' weiterleiten. Die Elektronikeinheit, wie z.B. Computereinheit, der Steuerelektronik 13a' verarbeitet die Systemeingangsgrößen und gibt Steuersignale an den Aktor 13b' weiter.

Das Getriebe ist als z.B. Stufenwechselgetriebe ausgestaltet, wobei die Übersetzungsstufen mittels eines Schalthebels 18' gewechselt werden oder das Getriebe mittels dieses Schalthebels 18' betätigt oder bedient wird. Weiterhin ist an dem Schalthebel 18' des Handschaltgetriebes zumindest ein Sensor 19b' angeordnet, welcher die Schaltabsicht und/oder die Gangposition detektiert und an das Steuergerät 13' weiterleitet. Der Sensor 19a' ist am Getriebe angelenkt und detektiert die aktuelle Gangposition und/oder eine Schaltabsicht. Die Schaltabsichtserkennung unter Verwendung von zumindest einem der beiden Sensoren 19a' , 19b' kann dadurch erfolgen, dass der Sensor ein Kraftsensor ist, welcher die auf den Schalthebel 18' wirkende Kraft detektiert. Weiterhin kann der Sensor aber auch als Weg- oder Positionssensor ausgestaltet sein, wobei die Steuereinheit aus der zeitlichen Veränderung des Positionssignals eine Schaltabsicht erkennt.

Das Steuergerät 13' steht mit allen Sensoren zumindest zeitweise in Signalverbindung und bewertet die Sensorsignale und Systemeingangsgrößen in der Art und Weise, dass in Abhängigkeit von dem aktuellen Betriebspunkt die Steuereinheit Steuer- oder Regelungsbefehle an den zumindest einen Aktor 13b' ausgibt. Der Antriebsmotor 12' des Aktors 13b', z.B. ein Elektromotor, erhält von der Steuereinheit, welche die Kupplungsbetätigung ansteuert, eine Stellgröße in Abhängigkeit von Messwerten und/oder Systemeingangsgrößen und/oder Signalen der angeschlossenen Sensorik. Hierzu ist in dem Steuergerät 13' ein Steuerprogramm als Hard- und/oder Software implementiert, das die eingehenden Signale bewertet und anhand von Vergleichen und/oder Funktionen und/oder Kennfeldern die Ausgangsgrößen berechnet oder bestimmt.

Das Steuergerät 13' hat in vorteilhafter Weise eine Drehmomentbestimmungseinheit, eine Gangpositionsbestimmungseinheit, eine Schlupfbestimmungseinheit und/oder eine Betriebszustandsbestimmungseinheit implementiert oder es steht mit zumindest einer dieser Einheiten in Signalverbindung. Diese Einheiten können durch Steuerprogramme als Hardware und/oder als Software implementiert sein, so dass mittels der eingehenden Sensorsignale das Drehmoment der Antriebseinheit 2' des Fahrzeuges 1', die Gangposition des Getriebes 4 sowie der Schlupf, welcher im Bereich des Drehmomentübertragungssystem 3' herrscht und der aktuelle Betriebszustand des Fahrzeuges 1' bestimmt werden

können. Die Gangpositionsbestimmungseinheit ermittelt anhand der Signale der Sensoren 19a' und 19b' den aktuell eingelegten Gang. Dabei sind die Sensoren 19a', 19b' am Schalthebel und/oder an getriebeinternen Stellmitteln, wie beispielsweise einer zentralen Schaltwelle oder Schaltstange, angelenkt und
5 diese detektieren, beispielsweise die Lage und/oder die Geschwindigkeit dieser Bauteile. Weiterhin kann ein Lasthebelsensor 31' am Lasthebel 30', wie z.B. an einem Gaspedal, angeordnet sein, welcher die Lasthebelposition detektiert. Ein weiterer Sensor 32' kann als Leerlaufschalter fungieren, d.h. bei betätigtem Lasthebel 30' bzw. Gaspedal ist dieser Leerlaufschalter 32' eingeschaltet und
10 bei nicht betätigtem Lasthebel 30' ist er ausgeschaltet, so dass durch diese digitale Information erkannt werden kann, ob der Lasthebel 30' betätigt wird. Der Lasthebelsensor 31' detektiert den Grad der Betätigung des Lasthebels 30'.

Die Figur 1 zeigt neben dem Lasthebel 30' und den damit in Verbindung
15 stehenden Sensoren ein Bremsenbetätigungselement 40' zur Betätigung der Betriebsbremse oder der Feststellbremse, wie z.B. Bremspedal, einen Handbremshebel oder ein hand- oder fußbetätigtes Betätigungselement der Feststellbremse. Zumindest ein Sensor 4' ist an dem Betätigungselement 40' angeordnet und überwacht dessen Betätigung. Der Sensor 41' ist
20 beispielsweise als digitaler Sensor, wie z.B. als Schalter, ausgestaltet, wobei dieser detektiert, dass das Betätigungselement 40' betätigt oder nicht betätigt ist. Mit dem Sensor 41' kann eine Signaleinrichtung, wie z.B. eine Bremsleuchte, in Signalverbindung stehen, welche signalisiert, dass die Bremse

betätigt ist. Dies kann sowohl für die Betriebsbremse als auch für die Feststellbremse erfolgen. Der Sensor 41' kann jedoch auch als analoger Sensor ausgestaltet sein, wobei ein solcher Sensor, wie beispielsweise ein Potentiometer, den Grad der Betätigung des Bremsbetätigungselements 41' ermittelt. Auch dieser Sensor kann mit einer Signaleinrichtung in Signalverbindung stehen.

Im folgenden wird eine Elektronikeinheit für einen Getriebemotor, insbesondere einen ASG-Getriebemotor, näher erläutert.

Die Aufgabe der Erfindung besteht darin Elektronikeinheiten mit unterschiedlichem Aufbau so auszugestalten, dass sie am Motor angebracht werden können, ohne dass der Baukasten der heutigen Getriebemotoren verändert werden muss.

Der Vorteil der Erfindung besteht darin, dass durch die Möglichkeit der Anbringung von verschiedenen Elektronikeinheiten an ein und demselben ASG-Getriebemotor sowohl teil-intelligente Getriebemotoren als auch ein Konzept für einen low-cost Kupplungssteller möglich sind.

Gemäß Figur 2 wird die Elektronikeinheit erfindungsgemäß auf den vorhandenen Motorstecker aufgesteckt und am Ende des Poltopfes auf den

Kugellagersitz aufgepresst, um eine ausreichende Festigkeit insbesondere gegen Schwingungen zu erzielen.

Als Steckkontakte werden dabei vorzugsweise eine Buchse und ein Stecker
5 verwendet, wie sie auch schon am Getriebemotor bzw. am ASG-Kabelbaum zum Einsatz kommen. Der Getriebemotor kann somit vollständig unverändert bleiben.

Vorteilhafterweise ist es dadurch möglich beispielsweise die gesamte
10 Leistungselektronik für einen Motor dezentral anzuordnen. Heutige Probleme – wie zum Beispiel. Die elektromechanische Verträglichkeit EMV (starke Abstrahlung durch getaktete Ansteuerung der Motoren) – können auf diese Art gelöst werden.

15 Nachfolgend wird im Zusammenhang mit den Figuren 3 bis 5 ein federnd gelagerter Schaltfinger zur Betätigung eines Ventilkolbens zur Einstellung von Fahrzuständen näher erläutert.

Die Aufgabe der Erfindung besteht dabei darin, im Fahrzeug eine zusätzliche
20 Wählhebelposition ohne konstruktive Anpassung der hydraulischen Steuerung hinzuzufügen.

Eine drehbar gelagerte Welle W wird, gemäß den Figuren 3 bis 5 je nach gewähltem Fahrzustand, in eine vorgegebene Winkelposition gedreht (Gangstellungen P, R, N, D, S). Ein daran befestigter Schaltfinger F macht diese Bewegung mit und schiebt einen Ventilkolben V hin und her, je nach Winkelstellung des Schaltfingers F. Der Bauraum reicht jedoch nicht aus, um eine Bewegung des Ventilkolbens V von Stellung „D“ in Stellung „S“ zuzulassen; der Kolben V stößt vor Erreichen der Endlage am Gehäuse an (Figur 5).

- 10 Während die Drehbewegung der Schaltwelle zwingend notwendig ist, um die Gangstellung zu detektieren, ist dies beim Ventilkolben nicht der Fall. Die benachbarten Ventilstellungen D und S unterscheiden sich bezüglich der hydraulischen Funktion nicht voneinander. Somit ist es nicht notwendig, dass die Drehbewegung der Schaltwelle von D in S auf den Ventilkolben übertragen wird, was einen größeren axialen Bauraum bedeuten würde.

Durch die vorliegende Erfindung wird eine zusätzliche Wählhebelstellung „S“ zu den bisherigen Positionen P, R, N, D ohne konstruktive Änderung von Bauteilen außer der Schaltwelle, hinzugefügt.

20

Gemäß der vorliegenden Erfindung wird der Schaltfinger F in einer Drehrichtung federnd gelagert, sodass beim Verstellen von Position D in S der Schaltfinger einfedert, sobald der Ventilkolben V seinen Anschlag erreicht.

Die erzielbaren Vorteile: - geringerer Bauraumbedarf

Die Steuerkanten des Ventilkolbens müssen nicht
für die Stellung S angepasst werden.

- 5 Die nachfolgend im Zusammenhang mit der Figur 6 beschriebene Ausgestaltung der Erfindung befasst sich mit der Referenzfahrt einer Getriebeaktorik bei eingelegtem Gang.

Bei XSG Getrieben bzw. automatisierten Schaltgetrieben (z.B. ASG =
10 automatisches Schaltgetriebe, PSG = Parallelschaltgetriebe etc) der Anmelderin ist es häufig notwendig, die Aktorik regelmäßig oder unregelmäßig (etwa im Fehlerfall oder im vermuteten Fehlerfall) gegen bestimmte Referenzpunkte zu fahren. Dieses Anfahren der Referenzpunkte dient zum Abgleich der Sensorik, insbesondere inkrementeller Wegsensorik. Weiterhin
15 kann dieses Anfahren der Referenzpunkte „tastend“ erfolgen, ein Vorgang bei dem davon ausgegangen wird, dass die exakte Position der Aktorik innerhalb des zur Verfügung stehenden Bewegungsraumes (i.d.R. H-Schaltbild eines mechanischen Schaltgetriebes) nicht bekannt ist.

- 20 Die Referenzpunkte sind i.d.R. so gelegt, dass sie innerhalb der Neutralgasse angefahren werden können, also dass kein Gang geschaltet werden muss bzw.

geschaltet ist. Bei konventionellen, automatisierten Handschaltgetrieben wird bei diesem Tastvorgang i.d.R. automatisch Neutral eingelegt.

Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, diesen Abgleich ohne das Auslegen
5 des aktuell eingelegten Ganges durchzuführen.

Erfindungsgemäß wird zum einen vorgeschlagen, die Schaltmäuler in den Schaltstangen so auszuführen, dass die Aktorik beim Fahren in die Neutralgasse nicht notwendigerweise die Schaltgabel mitbewegt. So kann die
10 Neutralgasse erreicht werden, ohne dass der aktuelle Gang ausgelegt wird.

Zum anderen wird vorgeschlagen, die genannte Tastroutine in Kombination mit den genannten Schaltmaulgeometrien regelmäßig oder unregelmäßig (im vermuteten Fehlerfall) anzustoßen.
15

Der wesentliche Vorteil besteht darin, dass bei eingelegtem Gang, damit also für den Fahrer, unmerklich eine Referenzierung / Abgleich der Getriebeaktorik bzw. deren Meßsystem erfolgen kann.

20 In der Figur 6 sind schematisch drei Schaltstangen mit ihren Schaltmäulern dargestellt. Gleichzeitig ist angedeutet, in welcher Gasse sich der Schaltfinger bewegen kann, unabhängig davon, ob ein Gang geschaltet ist oder nicht (N).

Wird aus dieser Situation nun eine Referenzfahrt angestoßen, kann der Schaltfinger sich seitlich in Richtung N-Gasse bewegen und dabei gleichzeitig periodisch nach oben und unten tasten, bis ein Widerstand spürbar ist. Falls dieser Widerstand wegfällt, der Schaltfinger sich also in diesem Fall nach oben
5 über die gesamten Neutralgassenbreite bewegen kann (und gegebenenfalls an den gegenüberliegenden Referenzpunkt, hier unten in der Neutralgasse), kann bereits ein Abgleich in Wählrichtung erfolgen. Der abschließende Abgleich in Schaltrichtung kann z.B. in einer extra dafür vorgesehenen Aussparung, in der Figur 6 oben dargestellt, durchgeführt werden. Nach der Referenzierung fährt
10 der Schaltfinger wieder in seine Position vor der Referenzfahrt zurück. Über geeignete Logiken muss bei einem unbekannten Startpunkt festgelegt werden, in welche Schaltrichtung die initiale Bewegung erfolgen soll.

Eine Rastierung der einzelnen Schaltstangen ist hilfreich oder notwendig, um
15 den zuletzt eingelegten Gang auch dann eingespurt zu halten, wenn der Schaltfinger nicht für eine Arretierung der Schaltstange sorgt.

Diese Ausgestaltung ist insbesondere bei automatisierten Schaltgetrieben ASG und bei Parallelschaltgetrieben PSG mit Interlock anwendbar.

20

Es wird nachfolgend eine Schalt-/Wählentkopplung durch Kronenradverzahnung erläutert.

Gemäß der Aufgabe der Erfindung soll eine Schalt-/Wählkinematik entworfen werden, die durch Gebrauch einer Kronenradverzahnung Bauraum und Kosten optimiert.

5

Eine immer wiederkehrende Aufgabenstellung ist, die Unabhängigkeit zwischen Schalt- und Wählbewegung herzustellen, die bei den meisten Getrieben durch eine zentrale Schaltwelle zusammengeführt werden. Dies kann mittels der sogenannten Kronenradverzahnung erreicht werden. Im konkreten Fall geht es

10 um die Entwicklung einer ASG-Alternative, deren Aktorik sich aus mehreren aufwendigen Bauteilen, vor allem aus eng tolerierten Blechteilen und einem teureren Schaltfingersegment zusammensetzt. Nach dem grundsätzlichen Verständnis dieser Verzahnung und ihren verschiedenen möglichen Varianten besteht das Hauptproblem in der konkreten Überführung der
15 Verzahnungsgeometrie ins CAD-System.

Es sind die folgenden Zahnräder bekannt.

Allgemeine Evolventenverzahnungen

Die Vielfalt der Evolventenverzahnungen kann man in zwei große Gruppen
20 einteilen. Bei der einen („Teilungskonstante Verzahnungen“) bleibt die Teilung über die Zahnbreite konstant (z.B. übliche Stirnradverzahnungen). Bei der

anderen („Teilungsvariable Verzahnungen“) verändert sie sich (z.B. Kegelradverzahnungen).

In der gängigen Praxis werden für parallele Achsen Stirnradverzahnungen, für
5 sich schneidende Achsen Kegelradverzahnungen verwendet. Für gekreuzte
Achsen werden sowohl teilungskonstante Zahnräder (Schnecken,
Schneckenräder, Schraubräder) als auch teilungsvariable Zahnräder (z.B.
Kegelräder) eingesetzt. Jedoch können nicht nur für parallele, sondern auch für
sich schneidende und gekreuzte Achsen teilungskonstante Zahnräder
10 verwendet werden. Sie haben bezüglich der Fertigung und der
Achslagentolerierung die Vorteile der Stirnradverzahnungen und können große
Drehmomente übertragen. Die verschiedenen Achslagen werden durch zwei
Größen festgelegt, nämlich durch den Achswinkel Σ und die Achsversetzung a ,
den kürzesten Abstand zweier sich kreuzender Achsen (siehe Figur 7).

15

Kronenzahnräder

Ein Kronenzahnrad ist der Spezialfall eines konischen Zahnrades, wenn der
Konuswinkel bzw. der Achswinkel Σ bei der Erzeugung gleich 90° ist.

Besondere Merkmale sind:

20 Die Zähne stehen auf der senkrecht zur Radachse liegenden Stirnfläche des
Radkörpers. Sie haben gleichen Modul, aber verschiedene Eingriffswinkel
entlang der Zahnbreite

Die Verzahnung bildet den Übergang von der konischen Außenverzahnung zu der konischen Innenverzahnung im vereinheitlichten Verzahnungssystem

In der Figur 8 bedeuten: Zeile 1: kein Achsversatz, Geradverzahnung → Zahn ist symmetrisch und nicht unterschritten, Zeile 2: kein Achsversatz,

- 5 Schrägverzahnung → Zahn am kleinen Halbmesser unterschritten, Zeile 3: Achsversatz, Geradverzahnung → Zahn am kleinen Halbmesser unterschritten, Zeile 4: Bei richtiger Kombination von Achsversatz und Schrägungswinkel können Links- und Rechtsflanken nahezu symmetrisch werden.

10 Mögliche Verwendung der Kronradverzahnung beim ASG (Automatischen Schaltgetriebe)

Beim ASG könnte man eine Kronenradverzahnung in doppelter Ausführung anwenden, um entkoppelt die erforderlichen Bewegungen der Schalt-/Wählkinematik von den Getriebemotoren zum Schaltfinger zu übertragen. Das

- 15 entscheidende Bindeglied wäre also ein Teilsegment eines Kronenrades, das als Antrieb direkt das Ritzel eines Schaltmotors hat. Als Abtrieb könnte ein Hebel fungieren, der z.B. als $\approx 1:1$ -Übersetzung auf der einen Seite (also in Verbindung mit dem Kronenrad) einen oder mehrere gewöhnliche Evolventenzähne und auf der anderen Seite (im Eingriff mit dem Schaltmaul)
- 20 die Form des Original-Schaltfingers des Getriebes hat. Die Figur 9 zeigt eine mögliche Anordnung der Kinematik als ASG-Anwendung.

Bei der Schaltbewegung, hier die Drehbewegung um die Kronenradachse (6) überträgt zunächst das Schaltmotorritzel (8) seine Drehbewegung über die erste Kronenverzahnung (3) auf das Kroneradsegment (1), das durch seine Achse (6) im Lagerschlitten (5) gelagert ist. Über die zweite Kronenradverzahnung (4) des Segments wird die Bewegung dann auf den Schaltfinger (2) übertragen, der auf der Schaltfingerachse (7) (entspricht der ZSW), und damit ebenfalls im Lagerschlitten (5) gelagert ist. Die Wählbewegung vollzieht sich entlang der Schaltfingerachse (7). Dabei muss die gesamte Anordnung (ohne Schaltmotor-Ritzel) über eine erst in der Figur 10 beispielhaft dargestellte Kinematik verschoben werden. Diese Kinematik könnte z.B. wie hier durch eine weitere, mit dem Lagerschlitten (5) verbundene, Verzahnung (9) realisiert werden. Der Eingriff (Kräfte, Übersetzung) vom stationären Schaltmotorritzel mit dem (durch das Wählen) verschobenen Kronenradsegment wird durch diese Verschiebung nicht beeinflusst. Somit sind Schalt- und Wählbewegung durch das Gleiten zwischen Ritzel und Segment vollständig voneinander entkoppelt. Die sekundäre (=Schaltfinger-) Verzahnung (4) kann bezogen auf die Kronenradachse (6) der primären Verzahnung (3) auch gegenüber positioniert sein, jedoch nicht in beliebiger Winkelposition (Schaltfingerachse (7) muss parallel zur Schaltmotor-Ritzelachse liegen). Zum besseren Verständnis wird im folgenden (siehe Figur 10) dieselbe Kinematik, aber mit Anbindung der Getriebemotoren und angewendet an den Getriebeflansch gezeigt.

Die Vorteile sind:

Weitere Variante der vollständigen Entkopplung von Schalten und Wählen (s.o.).

Unabhängigkeit zwischen axialer Lagerung des Schaltmotor- bzw. SM-Ritzels zu dessen Abrieb (Segment), d.h. toleranzunempfindliches Maß zwischen der Anschraubfläche des Schaltmotors und der restlichen Kinematik/Schaltfinger.

Es sind keine speziellen Verzahnungsmaschinen notwendig, gleiche Maschinen wie für Stirnräder.

Gewinn von Freiheitsgraden bei der Anordnung der ASG-Getriebemotoren.

Dadurch vorteilhafterweise Raumgewinn inner- und außerhalb des Aktorgehäuses.

Geeignete Kombination der beiden theoretisch voneinander unabhängigen Kronenverzahnungen ermöglicht ein variables Erreichen der gewünschten Gesamtübersetzung.

Probleme:

Durch die zusätzlichen Getriebestufe vergrößert sich die Anzahl der Bauteile.

Der Lagerschlitten ist ein relativ komplexes Bauteil wegen der verschiedenen Lagerungen, der Anbindung der Wählkinematik und der erforderlichen Gleitflächen, auf denen er im Gehäuse bewegen und abgestützt werden muss.

Es ist eine komplizierte Auswahl der Sekundärverzahnung notwendig, wegen der Kombination der Verzahnungsgeometrie, der Übersetzung und dem

vergleichsweise geringen Anteil der nutzbaren Zahnbreite bei einer Kronenradverzahnung (Erklärung siehe unten).

Gewinn der Freiheitsgrade steigt mit Komplexität der Verzahnung (Schrägverzahnung/Achsversatz)

- 5 Durch das „Flacherwerden“ der Kronenradflanken in Richtung Segment außen wirken große axiale Kräfte auf die Segmentlagerung sowie auf den gesamten Lagerschlitten.

Darstellung der Geometrie in Pro/Engineer

10

Von den verschiedenen, in Figur 8, dargestellten Möglichkeiten von Kronenradverzahnungen wurde bisher nur die erste, d.h. ohne Achsversatz und mit Geradverzahnung genauer untersucht und erfolgreich in Pro/E modelliert.

- 15 Kleine Unklarheiten, z.B. bezüglich der Übersetzung der „Sekundärkronenverzahnung“ müssen noch ausgeräumt werden, was möglicherweise von der Parametersteuerung des Programms herrührt. Die entscheidenden Parameter werden durch ein sogenanntes Layout gesteuert, sodass Änderungen von Geometrie und Übersetzungen zentral für die ganze Baugruppe vorgenommen werden können. Diese Layout-Steuerung kann
- 20 weiterentwickelt und damit auf noch mehr Konstruktionselemente der Baugruppe angewendet werden, eine Sicherstellung der beliebigen Veränderbarkeit kann man jedoch nicht erreichen, was bedeutet, dass z.B. bei größeren Änderungen das Bauteil nicht mehr regeneriert werden kann.

Die Entstehung der Flanken kann man sich als das Aufwickeln einer gewöhnlichen Zahnstange um eine zur Verzahnungsebene senkrecht stehende Achse vorstellen. An einem Querschnitt senkrecht zur Zahnbreite stellen sich

5 die Flanken also wie bei einer Zahnstange als zwei sich schneidende Geraden dar. Wie in den Figuren 8 und 13 ersichtlich werden die Geraden zur Segmentdrehachse hin steiler, und ihr Schnittpunkt wandert nach oben. Zur Außenseite hin werden sie flacher, und der Schnittpunkt wandert nach unten (Richtung Zahngrund).

10

Vorgehensweise für die Modellierung:

Modelliert wird hier beim Kronenzahnrad die Zahnlücke, damit diese später aus dem Segment herausgeschnitten werden kann. Was also im folgenden als Zahnspitze bezeichnet wird, ist in Wahrheit die Zahnspitze des Partners (Ritzel)

15 und entspricht sozusagen der „Zahnlückenspitze“ des Kronenrades. Für das Verständnis der Modellierung hat dies allerdings keine Auswirkung. Zunächst wird die Flankengerade durch zwei Punkte definiert. Punkt 1 ist die Zahnspitze, also der Schnittpunkt der beiden in einem Querschnitt zusammengehörigen Flankengeraden. Als zweiter Punkt wurde der Berührungspunkt der Flankegerade

20 mit dem entsprechenden (hier konstanten) Profil der Gegenflanke (Ritzel) gewählt. Über die gesamte Zahnbreite gesehen ergeben diese beiden Punktemengen zwei Kurven, eine Zahnspitzenkurve $z(R)$ und eine Berührkurve $b(R)$. R verkörpert den Abstand des jeweiligen Zahnquerschnitts von der

Kronenraddrehachse und ersetzt in der Herleitung der Funktionen den zuvor als Laufvariable entlang der Zahnbreite eingeführten Winkel α . In der folgenden Graphik der Figur 11 werden die Eingangsgrößen des Ritzels sowie die Grundlage für die erforderlichen Gleichungen dargestellt.

5

Erklärung der Bezeichnungen der Figur 11.

Funktionen:

$z(R)$: Folge aller Zahnspitzenpunkte

$b(R)$: Folge aller Berührungspunkte

10 $t(R)$: Folge aller Tangentenpunkte (der Eingriffsnormalen an den Grundkreis)

(alle Funktionen von R gehen entlang der Zahnbreite)

Vom Ritzel stammende Eingangsgrößen:

r_b : Grundkreisradius

15 Ψ : Winkel zwischen Zahnmittenebene und Evolventenstartpunkt

Parameter:

α : Laufvariable

ZP: Zahnspitze

20 BP: Berührungspunkt

WP: Wälzpunkt

TP: Tangentenpunkt

Δ : Steigung der Wälzgeraden \equiv Übersetzung $i = \tan(\Delta) = R/r$

5 Herleitung der Gleichungen:

Anmerkung: Die folgenden Gleichungen sind bezogen auf ein kartesisches Koordinatensystem, das später in Figur 12 dargestellt wird.

1. Zahnspitzenkurve:

10 Die Kurve $z(R)$ liegt in der Zahnmittenebene $\Rightarrow z=0$

x entspricht der Laufvariablen R

y entspricht somit direkt der Funktion $z(R)$ und dem Abstand von der Ritzelachse.

15
$$y = z(R) = r_b \cdot \frac{\Psi + \arccos\left(\frac{r_b}{R \cdot \tan \Delta}\right)}{\sin\left(\arccos\left(\frac{r_b}{R \cdot \tan \Delta}\right)\right)}$$

Im Pro/E Gleichungseitor sieht das folgendermaßen aus, wobei eine weitere Laufvariable t eingeführt werden muss, um den Definitions- und hier in diesem Fall auch den Funktionsbereich abzugrenzen:

/* Geben Sie für kartesisches Koordinatensystem parametrische Gleichung

/* in Abhängigkeit von t (Wert zwischen 0 und 1) für x, y und z ein.

/* Beispiel: Für einen Kreis in der X-Y-Ebene mit Mittelpunkt im Ursprung

/* und einem Radius von 4 lautet die parametrische Gleichung:

5 /* $x = 4 * \cos(t * 360)$

/* $y = 4 * \sin(t * 360)$

/* $z = 0$

/* -----

RB=RB1

10 $x=RMAX1K-t*(RMAX1K-RMIN1K)$

R=x

$y=RB*(PS/1 + \pi/180 * \arccos(RB/(R*1)))/\sin(\arccos(RB/(R*1)))$

z=0

Die weiteren bisher nicht bekannten Variablen (RB1, PSI1, I1) haben ihren

15 Ursprung im sogenannten Layout der Verzahnungsbaugruppe und mussten

eingeführt werden, damit mehrfach gebrauchte Parameter global in allen

Komponenten verwendet werden können. Die Indizes 1 und 2 beziehen sich auf

die erste und zweite Kronenradverzahnung. Die korrigierten Definitionsgrenzen

(RMAX1, RMAX1K, RMIN1K) verhindern, dass das Programm keine

20 Rechenprobleme bekommt in Bereichen, in denen die Kurve zu steil wird, und

dass sie sich nicht mit der im folgenden beschriebenen Berührungpunktskurve

schneidet. Die Umrechnungsfaktoren pi und 180° werden von Pro/E benötigt, da es nicht im Bogenmaß rechnen kann.

Berührungpunktskurve:

- 5 Die Kurve $b(R)$ liegt nicht in einer Ebene, weshalb alle Koordinaten benötigt werden.

x entspricht wieder der Laufvariablen R

$$y = r_b \cdot \left\{ \cos\left(\arccos\frac{r_b}{R \cdot \tan \Delta}\right) + \left[\Psi + \left(\arccos\frac{r_b}{R \cdot \tan \Delta}\right) \right] \cdot \sin\left(\arccos\frac{r_b}{R \cdot \tan \Delta}\right) \right\}$$

10

$$z = r_b \cdot \left\{ -\sin\left(\arccos\frac{r_b}{R \cdot \tan \Delta}\right) + \left[\Psi + \left(\arccos\frac{r_b}{R \cdot \tan \Delta}\right) \right] \cdot \cos\left(\arccos\frac{r_b}{R \cdot \tan \Delta}\right) \right\}$$

In Pro/E:

/* Geben Sie für kartesisches Koordinatensystem parametrische Gleichung

- 15 /* in Abhängigkeit von t (Wert zwischen 0 und 1) für x , y und z ein.

/* Beispiel: Für einen Kreis in der X-Y-Ebene mit Mittelpunkt im Ursprung

/* und einem Radius von 4 lautet die parametrische Gleichung:

/* $x = 4 * \cos(t * 360)$

```
/*      y = 4 * sin ( t * 360 )
```

```
/*      z = 0
```

```
/* -----
```

```
RB=RB1
```

```
5  x=RMAX1K-t*(RMAX1K-RMIN1K)
```

```
R=x
```

```
er=acos(RB/R/l1)
```

```
y=RB*(cos(er)+(PSl1 + pi/180 * er)*sin(er))
```

```
z=RB*(-sin(er)+(PSl1 + pi/180 * er)*cos(er))
```

```
10
```

Die Berührungpunktskurve muss dann noch an der Zahnmittenebene gespiegelt werden, um die Gegenflanke zu erhalten.

Diese Kurven sehen in Pro/E dann wie in Figur 12 dargestellt aus.

```
15
```

In Figur 12 werden die oben mathematisch beschriebenen Kurven bezogen auf das Koordinatensystem „CS-Orientierung“ dargestellt. Die untere Leitkurve hat zahngeometrisch keine Bedeutung und wird nur zur Flächenerstellung der Zahnflanken benötigt. Für die Modellierung müssen alle Kurven bezüglich des KS die gleiche Erstreckung in x-Richtung haben. Die Figur 13 zeigt weitere

Zwischenschritte der Verzahnungsmodellierung. Figur 13a stellt die erste Fläche dar, die durch einen variabel gezogenen Schnitt entsteht. Figur 13b zeigt die „Fußfläche“ sowie die Gegenflanke, die beide schon mit der ersten Flanke verschmolzen sind. In Figur 13c wurden die bemusterten Sammelflächen schon aus dem Material herausgeschnitten. Weitere Details sowie die zweite Kronenradverzahnung sind aus dem aktuellen Modell herauszulesen.

Im folgenden wird noch das Layout gezeigt, aus dem die verschiedenen Parameter geändert und dann an die Baugruppe (Skelettteil, Bauteile, Einbaubedingungen) übergeben werden können.

Bezeichnung	Parametername	Wert
Grundkreisradius 1	RB1	13.899750
Halber Zahnwinkel 1	PSI1(8.067704*)	0.140808
Übersetzung 1 $I1 = \tan \Delta = 18^\circ$)	I1	0.324920
Übersetzung gesamt $(1/i(\text{Aktor}) = 1/2.47)$	I	0.404858
Grundkreisradius 2	RB2	22.000000

Halber Zahnwinkel 2	PSI2 (20*I	0.261800
Übersetzung 2 = $\tan(d2)=rb2/R2$ $\tan(51.251163*I$	I2	1.246024
Achsabstand	A	50.000000
Drehwinkel		
Schaltfingerdrehung	W SF	0.000000
Kronraddrehung	WKRONRAD	0.000000
Ritzeldrehung	WRITZEL	0.000000
Funktionsgrenzen		
	RMAX1	55.833
	RMIN1	42.776718
	RMAX2	26.123007
	RMIN2	16.638515
Korrigierte Funktionsgrenzen		
99,5%	RMAX1K	55.554196
100,5%	RMIN1K	42.990601
99,5%	RMAX2K	25.992392

108%	RMIN2K	17.969597
Innendurchmesser für Ringfläche (Verzahnung 2)	RI_RING 2	19.198410
	ZKOMP2	5.613601

In den Layout-Beziehungen sind Formeln verankert, die mit Hilfe der Eingaben weitere Variable berechnen, welche dann wiederum direkt in die Konstruktionselemente aller Baugruppenkomponenten (Teil, Skelettteil, Einbaubedingungen) eingehen. Hier als Beispiel die Beziehungen des Layouts:

$$I2 = I / I1 \quad (\text{Übersetzungen})$$

$$WKRONRAD = WSF / I2 \quad (\text{Drehwinkel})$$

$$WRITZEL = WKRONRAD / I1$$

10

$$RMAX1 = 50 \quad (\text{Definitionsbereich})$$

SOLVE

$$PSI1 = \tan(\arccos(RB1 / RMAX1 / I1)) - \pi / 180 * \arccos(RB1 / RMAX1 / I1)$$

FOR RMAX1

RMAX2 = 20

5 SOLVE

$$\text{PSI2} = \tan(\text{acos}(\text{RB2} / \text{RMAX2} / \text{I2})) - \text{pi} / 180 * \text{acos}(\text{RB2} / \text{RMAX2} / \text{I2})$$

FOR RMAX2

10 RMIN1 = 45

solve

$$45 * \sin(\text{acos}(\text{RB1} / \text{RMIN1} / \text{I1})) = \text{PSI1} + \text{pi} / 180 * \text{acos}(\text{RB1} / \text{RMIN1} / \text{I1})$$

for RMIN1

15

RMIN2 = 25

solve

$$45 * \sin(\text{acos}(\text{RB2} / \text{RMIN2} / \text{I2})) = \text{PSI2} + \text{pi} / 180 * \text{acos}(\text{RB2} / \text{RMIN2} / \text{I2})$$

20 for RMIN2

$$RMAX1K = RMAX1 * 0.995 \quad (\text{Korrigierte Grenzen})$$

$$RMAX2K = RMAX2 * 0.995$$

5 $RMIN1K = RMIN1 * 1.005$

$$RMIN2K = RMIN2 * 1.08$$

Folgerung:

10 Eine Kronenradverzahnung wurde erfolgreich im CAD-System Pro/Engineer modelliert und könnte nach einer Minimierung der angesprochenen Probleme (Stabilität, Layout, Veränderbarkeit, Übersetzung) noch optimiert werden.

Nachfolgend wird eine erfindungsgemäße zweimotorische Aktorik für ein ASG-Getriebe mit Active Interlock beschrieben.

15

Bisherige ASG-Getriebe mit Active Interlock besitzen drei E-Motoren.

Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, eine Kostenreduzierung des gesamten Systems zu erreichen. Dies wird dadurch gelöst, dass die
20 Kupplungsbetätigung ohne den Wählaktor erfolgt.

Der erfinderische Gedanke besteht darin, dass die Wählkraft mittels eines speziellen Mechanismus mit einem Zusatzschaltbild gemäß Figur 14 und Zusatzfinger für die Kupplungsbetätigung von dem Wählaktor übertragen wird. Die weiteren Figuren 15 bis 22 zeigen den Schaltablauf bei der Schaltung 2-3.

5

Neue Elemente: Die Hülse 1 mit dem Schaltbild für die Kraftübergabe vom Wählaktor zur Kupplung ist mit einer Rastierung versehen. Wenn sich der Zusatzfinger 2 in der Gasse außer Neutral befindet, kann man die Kupplung mit dem Wählaktor betätigen.

10

Die Hülse 1 dreht sich nicht mit der Schaltwelle. Die Kupplung öffnet, wenn der Zusatzfinger 2 sie in die Richtung nach links drückt (Figur 14).

Die Figuren 15 bis 22 zeigen das Beispiel der Schaltung 2-3.

15

Es wird nun eine erfindungsgemäße zweimotorische Aktorik für ASG-Getriebe ohne Active Interlock erläutert.

Bisherige ASG-Getriebe ohne Active Interlock besitzen drei E-Motoren.

20

Die Erfindung betrifft eine Lösung, bei welcher die Kupplungsbetätigung durch den Wählaktor zwecks Kostenreduzierung des gesamten Systems erfolgt.

- Der erfinderische Gedanke besteht darin, dass die Wählkraft mittels eines speziellen Mechanismus mit einem Zusatzschaltbild gemäß Figur 23 und Zusatzfinger für die Kupplungsbetätigung von dem Wählaktor übertragen wird. Bei einem solchen Mechanismus ist der Weg beim Schließen der Kupplung für alle Gassen gleich. Die Kupplung muss dabei den Gleichgewichtspunkt in der Lage „Öffnen“ haben (Figur 24). Die Schaltschienen besitzen die schmalen Mitnehmer um die seitliche Bewegung des Schaltfingers zu ermöglichen. Die weiteren Figuren 25 bis 29 zeigen den Schaltablauf bei der Schaltung 2-3. Bei den breiten Gassen und kleinerem Kupplungsweg ist die Kupplungsbetätigung auch innerhalb der Gasse möglich.
- 15 Neue Elemente sind: Hülse 1 mit dem Schaltbild für die Kraftübergabe vom Wählaktor zur Kupplung, gemäß Figur 23, mit einer Rastierung versehen. Wenn sich der Zusatzfinger 2 in der Gasse außer Neutral befindet, kann man die Kupplung mit dem Wählaktor betätigen; Zusatzfinger 2
- 20 Die Hülse 1 dreht sich nicht mit der Schaltwelle. Die Kupplung schließt, wenn der Zusatzfinger 2 sie in Richtung nach links drückt.

Die Kupplung muss den Gleichgewichtspunkt bei der Position „Öffnen“ haben (Figur 24), um bei der Wählbewegung geöffnet gehalten zu werden, weil in der Neutrallage keine Kraftübertragung vom Zusatzfinger zur Hülse möglich ist.

- 5 Nachfolgend wird die erfindungsgemäße Entwicklung eines Getriebeaktors mit nur einem Antrieb erläutert.

Dabei soll aufgabengemäß die Möglichkeit gegeben sein, eine beliebige Gangreihenfolge schalten zu können.

10

Funktionsbeschreibung:

Auf der Gewindestange (1), der Figur 30, die eine Draufsicht des Getriebeaktors zeigt, wird eine Welle (2) mit entsprechendem Innengewinde aufgeschraubt. Mit dieser Welle ist der Schaltfinger (3) fest verbunden. Der

- 15 Schaltfinger wird in der Schaltschablone (4) geführt. Mit der Schaltschablone sind die Sperrkeile (5) drehbar verbunden. Druckfedern (6) hinter den Sperrkeilen drücken diese aus den Aussparungen heraus. Damit die Funktion des Getriebeaktors gewährleistet ist, muss die Reibung zwischen der Gewindestange (1) und der Welle (2) so groß sein, dass, wenn der Schaltfinger
- 20 sich frei bewegen kann, die Welle an der Gewindestange haftet. Dabei ist es vorteilhaft, dass die Massenträgheit von der Welle und dem Schaltfinger so

gering wie möglich ist. Die Figur 31 zeigt eine perspektivische Darstellung des Getriebeaktors.

Schaltung in den ersten Gang:

- 5 Soll der Schaltfinger aus der Anfangsposition (Figur 32) in den 1. Gang geschaltet werden, dann wird dazu die Gewindestange (1) nach rechts gedreht. Dabei kann sich der Schaltfinger zunächst frei bewegen bis er auf den Sperrkeil trifft. Bei weiterem Verdrehen des Schaltfingers wird der Sperrkeil um seinen Drehpunkt gedreht und in die Aussperrung der Schaltschablone gegen die
- 10 Federkraft reingedrückt. Nachdem der Schaltfinger den Sperrkeil passiert hat, wird dieser wieder durch die Feder herausgedrückt. Nachdem der Schaltfinger gegen die rechte Wand der Schaltgasse stößt, kann sich die Welle (2) mit dem Schaltfinger nicht mehr drehen und fängt an sich entlang der rechten Kante zu bewegen bis der Gang eingelegt ist.

15

1->2 Schaltung (Figur 33)

- Beim Schalten aus dem 1 in den 2 Gang wird die Gewindestange links herum gedreht, wodurch der Schaltfinger sich zuerst entlang der geraden und dann entlang der schrägen Kante bewegt, wobei er dabei den Sperrkeil in seine
- 20 Aussparung drückt. Danach wird die Gewindestange rechts herum gedreht, bis der Sperrkeil durch die Federkraft in seine Ausgangsposition herausgedrückt wird. Die Gewindestange wird danach wieder links herum gedreht, wobei der

Schaltfinger gegen den ausgerückten Sperrkeil stößt und sich in Richtung zum 2. Gang bewegen kann.

5 In Figur 34 ist eine zweite Variante der Schaltaktorik dargestellt. Sie ist allerdings als eine Abwicklung zu verstehen. In der Ausgangsform ist die Schaltschablone um einen Radius gewickelt, der größer ist als der Radius der Welle mit Innengewinde.

Die Vorteile gegenüber der ersten Variante sind:

- 10 - Der Weg in der Wählrichtung beim Gangwechsel ist immer gleich und ist unabhängig von der Startposition des Schaltfingers.
- Die Sperrkeile werden ersetzt durch zwei Kämme, die über die Stifte und Langlöcher geführt und über eine Feder in die Ausgangsposition gedrückt werden. Diese Lösung hat den Vorteil, dass sie einfacher zu realisieren ist.
- 15 - Der Schaltfinger kann wesentlich kürzer ausgeführt werden als in der ersten Variante, wodurch seine Massenträgheit gering gehalten werden kann.

Diese Erfindung ist bei allen Getriebetypen mit einem H-Schaltbild anwendbar.

Es wird nun im Zusammenhang mit der Figur 35 eine erfindungsgemäße Integration einer zusätzlichen Lagerstelle für die Schaltschienen in den Getriebeaktor erläutert.

- 5 Die Schaltschienen, insbesondere in der Ausführung aus Blech, haben ihre Lagerung an den beiden Enden. Dies ergibt bei größeren, längeren Getrieben eine relativ biegeeweiche Lösung, die aufgabengemäß verbessert werden soll.

Zur Lösung wird eine zusätzliche Lagerstelle in der Mitte eingegefügt.

10

Die Entwicklung betrifft insbesondere einen Getriebeaktor für ein PSG-Getriebe bei Heckantrieb.

- 15 In das Gehäuse des Add-On Getriebeaktors wird eine Abstützungsmöglichkeit für die Schaltschiene integriert. In der gusstechnischen Formgestaltung werden als obere und untere Führung für das Paket der Schaltgabeln Kragarme ergänzt, die so in das Getriebe hereinragen, dass sie eine Unterstützung des Paketes der Schaltschienen gewährleisten. Dabei ist es unter Umständen sinnvoll, an den Enden der Kragarme auf die Kontaktfläche zu den
- 20 Schaltschienen einen Kunststoffgleitschuh aufzuclipsen.

In der Figur 35 ist der komplette Getriebeaktor gezeigt. Er enthält an vier möglichen Stellen die Kragarme. Für eine technische Ausführung kann weiterhin diskutiert werden, ob vier Kragarme benötigt werden, oder ob der Einsatz von zweien ausreichend ist.

5

Für diesen Aktor kommen auch bürstenlose Motoren zum Einsatz.

Die Erfindung ist bei allen Systemen der XSG-Familie, insbesondere in der Anordnung eines heckgetriebenen Fahrzeugs, anwendbar.

10

Nachfolgend wird nun im Zusammenhang mit den Figuren 36 bis 42 ein Motorkonzept, in dem das Festlager sich auf der B-Seite des Motors und nicht wie üblich auf der A-Seite (Wellenausgang) befindet, beschrieben.

15 Dadurch wird es möglich, den Schwerpunkt weiter in Richtung der Anschraubfläche zu verschieben, wodurch das Verhalten bezüglich von Schwingbelastungen verbessert wird.

20 Der Stator und dessen Spulendrähte werden zusammen mit dem zuvor gespritzten Stecker elektrisch leitend verbunden. Auf dem Stecker bereits integriert und kontaktiert sind die Sensorplatine und die Auswerteelektronik.

Diese muss jedoch nicht mit dem Sensor auf einer Platine platziert sein, sondern kann auf der Strecke zwischen Sensor- und Steuerelektronik liegen.

5 Durch eine Vergussmasse werden der Stecker, der Stator, die Platine und das Lager, welches später das Festlager bildet, zu einem festen Verbund vergossen.

Es entsteht nach Einsetzen der Welle und formschlüssigem Verbinden derselben mit dem Lager im Steckergebilde eine Einschiebeinheit, die ohne
10 Motorgehäuse geprüft werden kann (einfache Vorrichtung).

Durch diese Einheit ist ein zusätzliches Motorgehäuse nicht mehr zwangsläufig. D. h. die Einheit kann in ein Elektromotor-Gehäuse oder z.B. in ein Getriebegehäuse eingeschoben werden.

15

Beim Einsetzen der Motoreinheit in ein Motorgehäuse kann der Deckel durch Hinterschnitte oder andere Verbindungsmöglichkeiten an dem Motorgehäuse gehalten werden. Somit ist eine komplett geschlossene Motoreinheit entstanden welche wie ein normaler Motor geprüft werden kann. Seinen endgültigen
20 Zusammenschluss erreicht der Motor wenn er mit den Zugschrauben an die Befestigungsfläche angeschraubt wird.

Nach Einsetzen des Motors in ein Getriebegehäuse wird auch hier der Zusammenschluss durch das Anziehen des Deckels durch die Zugschrauben verwirklicht. Die Zugschrauben ermöglichen es eine gewisse anhaltende Vorspannung über die Längendehnung der Schraube zu ermöglichen.

5

Der radiale Abgang des Steckers ermöglicht eine seitliche Anbindung des Steckers. Durch diese kann der Stecker durch Verdrehen des Motors oder durch eine andere Lage der Ausklinkung im Motorgehäuse in jede beliebige Position positioniert werden.

10

Durch die kurze Bauweise des Motors und Abwinkeln des Steckers ist es auch möglich den Kabelstrang in Richtung Anschraubfläche zu leiten, so dass dort das Kabel auf kürzestem Weg mit dem Gehäuse verbunden und auch hier wieder das Verhalten bezüglich Schwingbelastungen verbessert wird.

15

Um das Prinzip besser zu verstehen soll anschließend der Zusammenhang der Teile und dessen Reihenfolge beschrieben werden.

20 Durch die Erfindung wird es möglich, einen Motor zu bauen, bei dem der Schwerpunkt so nah wie möglich an der Anschraubfläche zu platzieren ist.

Vorteilhafterweise kann der Statorblock als eine komplett schwingungsunempfindliche und kompakte Einheit ausgestaltet werden.

1. Stanzgitter und Sensorplatine

- 5 Gemäß der Figur 36 wird bei einem Typ A das Stanzgitter mit einem Vorspritzling fixiert. An dem Spritzling befindliche Zapfen nehmen die Sensorplatine auf und werden zur Befestigung der Platine warmverformt. Die Platine kann über das Stanzgitter aufgenommen werden. Die Sensorplatine wird durch axiale Kanäle über Wärmezufuhr mit dem Stanzgitter elektrisch
- 10 leitend verbunden. Das Stanzgitter kann somit getrennt und die Sensorplatine geprüft werden. Der Spritzling nimmt das Stanzgitter und die Sensorplatine auf und enthält Lagerflächen für Festlager über die dann der später anzuspitzende Stecker zugeordnet werden kann.
- 15 Beim Typ B nimmt wie beim Typ A der Spritzling das Stanzgitter und die Sensorplatine auf. Er enthält jedoch keine Lageraufnahme.

2. Stecker

- Figur 37: Anspritzen des Steckers an den Spritzling. Beinhaltet sämtliche
- 20 Funktionen des Steckers und nimmt zusätzlich Spritzling mit Stanzgitter und Sensorplatine auf. Beinhaltet radiale Konturen zur späteren Aufnahme in Gehäuse und axiale Durchgänge wie oben.

Beim Typ A ist der Stecker nur mit dem äußeren Ring ausgebildet. Beim Typ B ist der Stecker mit äußerem und innerem Ring ausgebildet welcher die Lagerflächen definiert. (Lagerflächen und äußere Zylinderflächen werden mit dem Stecker definiert. Spritztechnisch müssen Kanäle in den inneren Ring geführt werden).

Das Stanzgitter kann nach Spritzen des Steckers getrennt werden. Die Sensorplatine kann nach Trennen des Steckers kontaktiert werden. An den Stecker können evtl. Dichtungen gegen Gehäuse und Deckel angespritzt werden. Bei der Anordnung der Dichtung ist darauf zu achten, dass diese komplett an dem Körper des Steckers die Dichtflächen definiert, um ein Unterwandern zwischen Stecker und Spritzling zu vermeiden. Die Maximaltemperaturen der Sensorplatine und deren Anbindungen beim Spritzen müssen beachtet werden.

3. Statorblock

Gemäß Figur 38 werden Stator, Stecker, Lager und Lagerfixierung mittels einer Vorrichtung platziert. Die Spulenstränge und die Sensorplatine werden nun mit den Steckerpins elektrisch leitend verbunden. Die axialen Durchgänge bieten hierzu den geeigneten Platz. Durch die Vorrichtung besteht die Möglichkeit die Sensorik zu den Spulen auszurichten. Dies geschieht mit einem zum Stator definierten Magneten. Es wird ein optimiertes Kommutiersignal und somit eine

bessere Motorausnutzung erzielt. Zum Ausrichten könnten evtl. auch die Statorspulen und Sensoren durch den Stecker kontaktiert werden und die Ausrichtung über die erzeugten Felder ausgerichtet bzw. erreicht werden. Eine mechanische Zuordnung von Spule zu Sensor über die Vorrichtung ist möglich.

- 5 Im Stecker wird das Lager und dann dessen Fixierung eingelegt. Diese sind axial (evtl. unter Vorspannung) zu halten.

4. Vergießen des Statorblockes

- Gemäß Figur 39 wird der Spulenkörper zusammen mit dem Stecker und dem
10 eingelegten Lager sowie dessen Fixierung durch eine geeignete Gussmasse zu einer Einheit vergossen. Hier beinhaltet die Vorrichtung die komplette Abdichtung der Geometrien, wie z.B. Stator axial wie radial, um die Zylinderform und die Wicklungen zu fixieren. Die Gussmasse schließt auch die Sensorplatine mit ihren elektronischen Bausteinen ein. Das Lager wird
15 zwischen Spritzling (bzw. Stecker) und der Lagerfixierung gehalten; diese und die anderen Teile besitzen Hinterschnitte um einen Formschluss zu gewährleisten. Auf den Werkstoff der Gussmasse und dessen Verträglichkeit mit den anderen Werkstoffen und Oberflächen ist zu achten. z.B. bei Duroplasten: auf das Ausgasen und Anlösen der Platine, Dicht- und Werkstoffe,
20 bei Thermoplasten: auf die Temperaturverträglichkeit der einzelnen Bauteile und bei Kunststoffen: generell auf den Verzug und das Schrumpfverhalten.)

5. Einsetzen der Rotor- Baugruppe

Gemäß Figur 40 wird die Wellen-Baugruppe, mit angesetztem Lager für Loslagerstelle, Distanzring, Magnetpaket und zu diesem ausgerichteten Steuermagneten montiert. Die Welle wird in Festlager eingesetzt und fest angestemmt.

5

Die Einheit kann ohne Motorgehäuse in einer Vorrichtung geprüft werden.

6. Einsetzen in Motor-Gehäuse

Gemäß Figur 41 kann die Einheit in ein zugehöriges Motorgehäuse zum Bau
10 eines Triebblings oder eine geeignete Anschraubgeometrie eingesetzt werden.

Beim Einpressen des Stators geht die Kraft über den Statorblock.

Beim Motorgehäuse kann die Wellendichtung, die Flanschdichtung und die
15 Dichtung zwischen Statorblock und Gehäuse angebracht z.B. vulkanisiert werden.

7. Befestigen des Motors

Die Figur 42 zeigt den Triebbling mit Anschraubgeometrie auf verschiedenen
20 Ebenen. Die Deckelgeometrie hintergreift das Motorgehäuse oder ist daran angeklemt.

Im folgenden wird eine in der Figur 43 näher gezeigte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung erläutert, bei der die ausgewählte Bewegung in einem automatischen Schaltgetriebe-System (ASG) unter Verwendung einer

5 Betätigungseinrichtung mit einer Schwingspule ausgeführt wird.

Die Bewegung des Wählmechanismus einiger ASG-Systeme ist eine lineare Niederlastbewegung (etwa 65 N) mit einem Weg von etwa 25mm. Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht nun darin, eine Einrichtung zur Ausführung

10 dieser linearen Bewegung zu schaffen. Die Verwendung einer Schwingspule ist hierbei vorteilhaft, weil dadurch kleinere und leichtere Aktuatoren als die auf dem Markt verfügbaren realisierbar sind.

Bei einem Aktuator mit einer Schwingspule handelt es sich um eine Vorrichtung,

15 die über ihren Bewegungsbereich eine konstante Kraft liefert. Die erzeugte Kraft (Lorentz- Kraft) ist proportional zu dem Betriebsstrom, der an Spulen in einem magnetischen Feld angelegt wird. Aktuatoren mit Schwingspulen wurden ursprünglich für Lautsprecher entwickelt.

20 Im Rahmen dieser Erfindung wird erstmals bei einem Aktuator eine Schwingspule für eine lineare Bewegung verwendet, die eine zylindrische Form besitzt. Der Aktuator mit Schwingspule wird konzentrisch zur zentralen Schaltwelle angeordnet, um eine direkte Antriebslinie zu bilden , bei der der Schaltfinger mit einer linearen Bewegung zur Gassenposition zum Schalten bewegt werden.

Die Position der Schaltwelle kann durch eine Vielzahl von Mitteln bestimmt werden. Beispielsweise kann dies durch die folgenden Mittel erfolgen:

- 5 - Verwenden der elektrischen Charakteristiken des Aktuators mit Schwingspule als Mittel zur Bestimmung ihrer Position.
- 10 - Verwenden sich gegenüberliegender Federn zum Ausgleich der lastfreien Position in der Mitte der Bewegung des Aktuators und Festlegen der entgegen der Federkraft angelegten Spannung zur Bestimmung des Betrages der Bewegung aus der zentralen Position.
- 15 - Verwenden von Rastierungsfedern in dem Mechanismus zur Anzeige der Getriebepositionen und Überwachen der Kennlinie des Spannungsprofils zur Bestimmung der Position der Schaltwelle.
- 20 Absolutes Bestimmen der Schaltposition durch Verwenden eines Positionssensors.
- 20 Es ist nicht beabsichtigt, einen Aktuator mit Schwingspule für die Schaltbewegung zu verwenden und die Größe und das Gewicht des Aktuators mit Schwingsspule, die für die größeren Kräfte gefordert würden, würden dies verbieten..

Im folgenden wird im Zusammenhang mit der Figur 44 ein erfindungsgemäßes Verfahren zum Stützen von Schaltschienen in einem automatischen Schaltgetriebe erläutert.

- 5 Dabei soll eine eigene Abstützung der Schaltschienen in einem Getriebegehäuse erreicht werden. Dadurch können Verschiebungen der Schaltschienen reduziert werden, die durch Vibrationen und Stöße verursacht werden..Vorteilhafterweise wird der Aufbau des Getriebegehäuses durch die extra bzw. eigene Abstützung nicht schwieriger.
- 10 Es wird ein erfindungsgemäßer und neuer, vorteilhafter Aufbau zur Steuerung des Eingriffs der Zahnräder in einem Getriebegehäuse mit Doppelkupplung geschaffen. Es wird auch ein erfindungsgemäßes Verfahren zur Herstellung einer eigenen Abstützung der Schaltschienen angegeben, das diesen Aktuator
- 15 verwendet. Der Aktuator zum Verschieben bzw. Schalten der Zahnräder wird nach dem Zusammenbau des Getriebegehäuses eingesetzt. Der Zusammenbau des Getriebegehäuses wird durch die eigene Abstützung nicht erschwert bzw. beeinträchtigt.
- 20 Der Aktuator zum Verschieben der Zahnräder bzw. der Schaltaktuator wird an der Seite des Getriebegehäuses neben den Schaltschienen befestigt. In dem Aktuator sind die Abstützungen für die Schaltschienen ausgebildet. Die Figur 44 zeigt einen Querschnitt des Getriebegehäuses durch den Aktuator zum Verschieben der Zahnräder.

Nachfolgend wird im Zusammenhang mit den Figuren 45 und 46 ein Gassen-Mechanismus für automatische Getriebe näher erläutert.

- 5 Durch diesen erfindungsgemäßen Mechanismus soll verhindert werden, dass bei einer Schaltbewegung mehr als ein Zahnrad eingerückt wird. Außerdem soll die Wählbewegung nicht in Neutral ausgeführt werden. Schließlich soll der Zahnrad-Schaltmechanismus in die richtigen Positionen geführt werden, damit die Zahnräder eingreifen können.

10

Die erfindungsgemäße und neue Anordnung wurde speziell zur Steuerung des Eingriffs der Zahnräder in einem Doppelkupplungsgetriebe geschaffen. Es wird ferner ein Verfahren zur Herstellung eines Getriebe-Gassen-Mechanismus für diese Anordnung geschaffen, ohne dass die Verwendung eigener Bauteile

15 erforderlich ist.

Der Eingriffsmechanismus für die Getriebezahnräder umfasst die folgenden Komponenten:

- 20 1) eine Schaltwelle 1, die zur Ausführung der Schaltbewegung gedreht wird,
- 2) eine Wählgabel 2, die sich entlang der Achse der Schaltwelle zur Ausführung der Wählbewegung bewegt,

- 3) einen oder mehrere Schaltfinger 3, die durch die Schaltwelle gedreht und axial durch die Wählgabel positioniert werden und
- 4) wenigstens eine Schaltgabelschiene 4.

5

Diese Wellen sind im Getriebe an den an den Zahnradern angreifenden Gabeln befestigt.

Wie dies voranstehend festgestellt wurde, sollte eine Schaltbewegung nicht ausgeführt werden, wenn nicht der Schaltfinger zu einer einzigen Schaltschiene ausgerichtet ist. Wenn der Schaltfinger nicht zu einer Schaltschiene ausgerichtet ist, wird einer der Zähne 5 an der Schaltwelle zu der Keilnut 6 in der Wählgabel ausgerichtet. Dadurch wird verhindert, dass die Schaltwelle gedreht wird. Diese Situation ist in den Figuren 47 a,b und 49 a,b dargestellt.

15

Die Keilnut ist so positioniert, dass sie nur zu den Zähnen ausgerichtet ist, wenn sich die Schaltwelle in der neutralen Position befindet. Die Wählgabel kann nur bewegt werden, wenn die Keilnut und die Zähne in einer Linie liegen. Dadurch werden unerwünschte Wählbewegungen verhindert. Diese Situation ist in den Figuren 48 a,b dargestellt.

20

Wenn die Ecken der Zähne und/oder der Keilnuten mit Abschrägungen oder Rundungen versehen werden, führt der Mechanismus die Schaltwelle und die Wählgabel ebenfalls in die korrekten Positionen.

Bei der vorgeschlagenen Lösung müssen keine zusätzlichen Teile hinzugefügt werden. Alle geometrischen Änderungen an den bestehenden Teilen können leicht hergestellt werden. Beispielsweise können die Teile als Stanzteile
5 hergestellt werden.

Gemäß den Figuren 47 a,b und 49 a,b kann der Mechanismus mit Zähnen an einer Seite der Schiebewelle hergestellt werden. Gemäß den Figuren 50 a, b ist es jedoch auch denkbar, an beiden Seiten der Schiebewelle Zähne vorzusehen.

10

Die voranstehend erläuterte Erfindung kann auch im Zusammenhang mit allen (Schalt/Wähl)-Aktuatoren mit einem separaten, konzentrisch aufgebauten Schalt- und Wählmechanismus verwendet werden, bei denen Zähne eingreifen.

15 Nachfolgend wird im Zusammenhang mit den Figuren 51 bis 55 ein erfindungsgemäßer Aufbau einer elastischen Einrichtung zur Zahnradverschaltung erläutert, welcher einen C-förmigen Metallring verwendet.

Wenn das Schalten der Zahnräder durch einen Elektromotor ausgeführt wird,
20 können hohe Schaltgeschwindigkeiten bzw. -kräfte bewirken, dass die Synchronisationsringe beschädigt werden.

Dieses Problem kann dadurch gelöst werden, dass ein Typ eines elastischen Elementes in einer Position zwischen dem Elektromotor und der Hülse mit dem

Schaltfinger montiert wird. Die Form des elastischen Elementes, das nachfolgend als elastischer Kragen bezeichnet wird, kann unterschiedlich sein. Eine bevorzugte Ausführungsform ist in der Figur 51 dargestellt.

- 5 Der elastische Kragen soll vorgespannt sein und wird zusammen mit einer äußeren Hülse mit einem Schaltfinger und einer inneren Hülse montiert, die mit dem Elektromotor/Zahnradsystem verbunden ist. Der elastische Kragen kann aus einem oder mehreren Elementen bestehen, die gemäß Figur 52 nicht in derselben Richtung angeordnet sein müssen.

10

Wenn der Elektromotor sich zu drehen beginnt, was dem ersten Teil des Schalthubes entspricht, folgt die äußere Hülse der inneren Hülse wegen der Vorspannung des elastischen Kragens bis zu einem definierten Drehmoment. Wenn die Synchronisation beginnt, vergrößert sich der Widerstand/das

- 15 Drehmoment und übersteigt die Vorspannung. Dadurch wird bewirkt dass die äußere Hülse mit dem Schaltfinger und die innere Hülse sich aufeinander zu zu drehen beginnen. Wenn der Widerstand noch weiter ansteigt, biegen sich der elastische Kragen bis zu dem Punkt, an dem sich seine beiden Enden begegnen. Dieser Punkt entspricht dem Endanschlag der Elastizität und solange sich das
- 20 Drehmoment über diesem Punkt befindet, folgt die äußere Hülse der inneren Hülse.

Die Figur 53 zeigt eine Situation, in der die innere Hülse entgegen dem Uhrzeigersinn (beispielsweise im ersten, dritten und fünften Gang) mit einem

Drehmoment über dem Elastizitätspegel gedreht wird. Die Figur 53 ähnelt der Figur 54, abgesehen davon, dass die Drehrichtung im Uhrzeigersinn verläuft (beispielsweise für den zweiten und vierten Gang).

5 Ein Beispiel für die Rotations- und Drehmomentwerte zeigt die Figur 55.

Der mit der Anmeldung eingereichte Patentanspruch ist ein Formulierungsvorschlag ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der
10 Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmalskombination zu beanspruchen.

Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche
15 Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen
20 oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe entnehmbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3

77815 Bühl

GS 0585 S

Zusammenfassung

- 5 Die Erfindung betrifft ein Verfahren, eine Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges, vorzugsweise mit einem Antriebsmotor und einem Getriebe, insbesondere zur Ansteuerung eines automatisierten Schaltgetriebes (ASG), im Antriebsstrang.

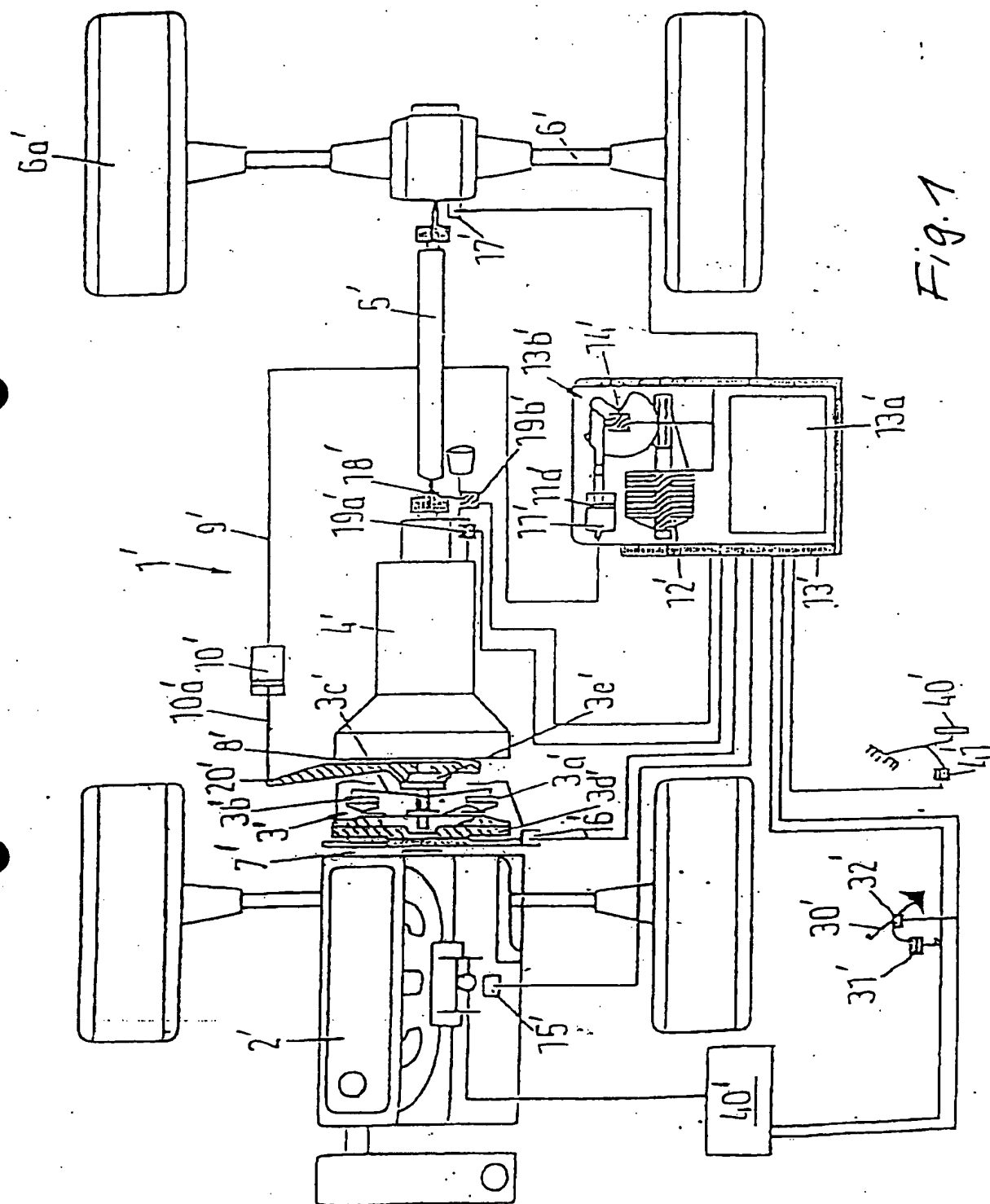


Fig. 1

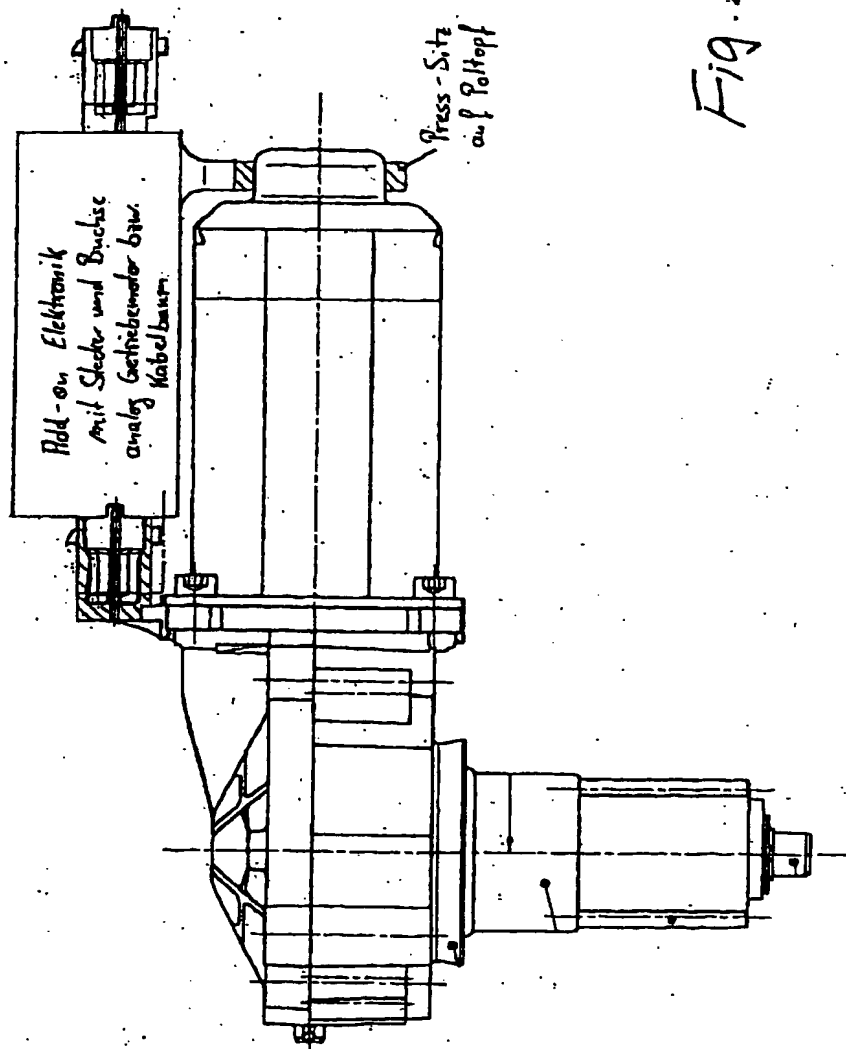
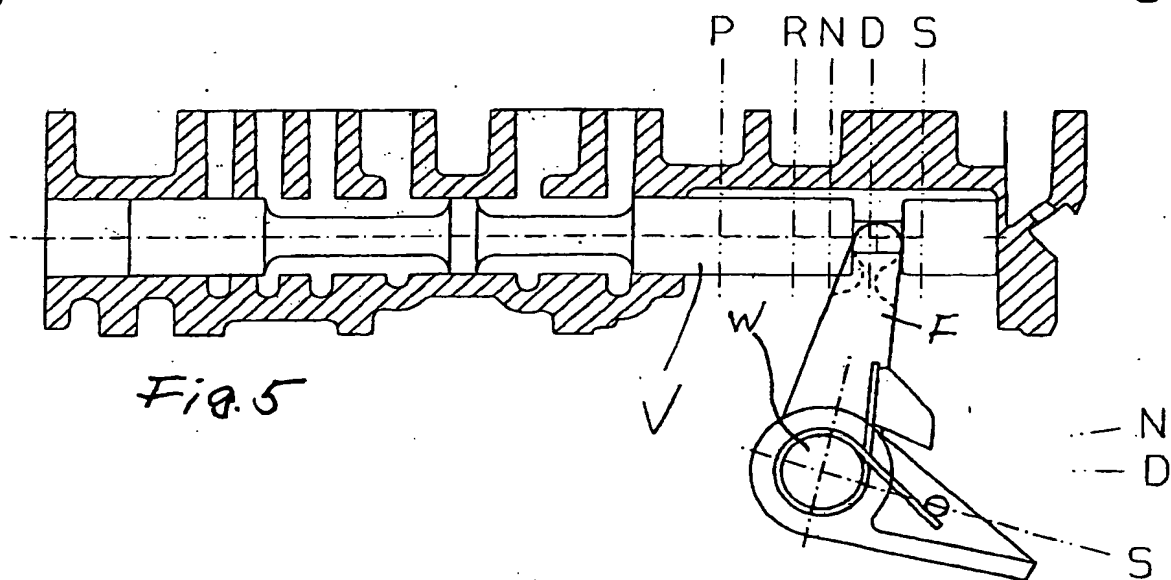
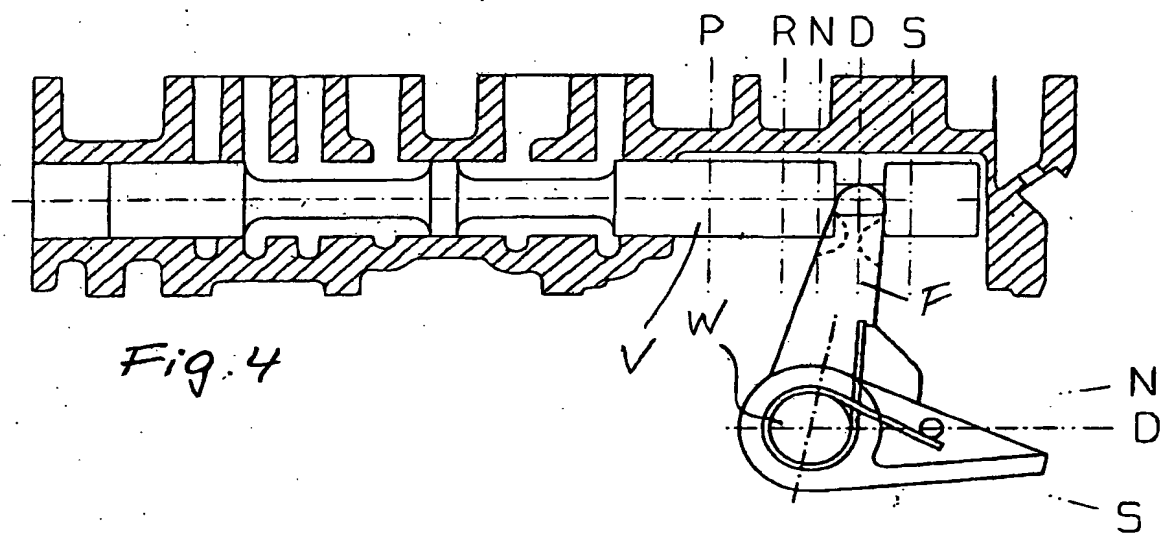
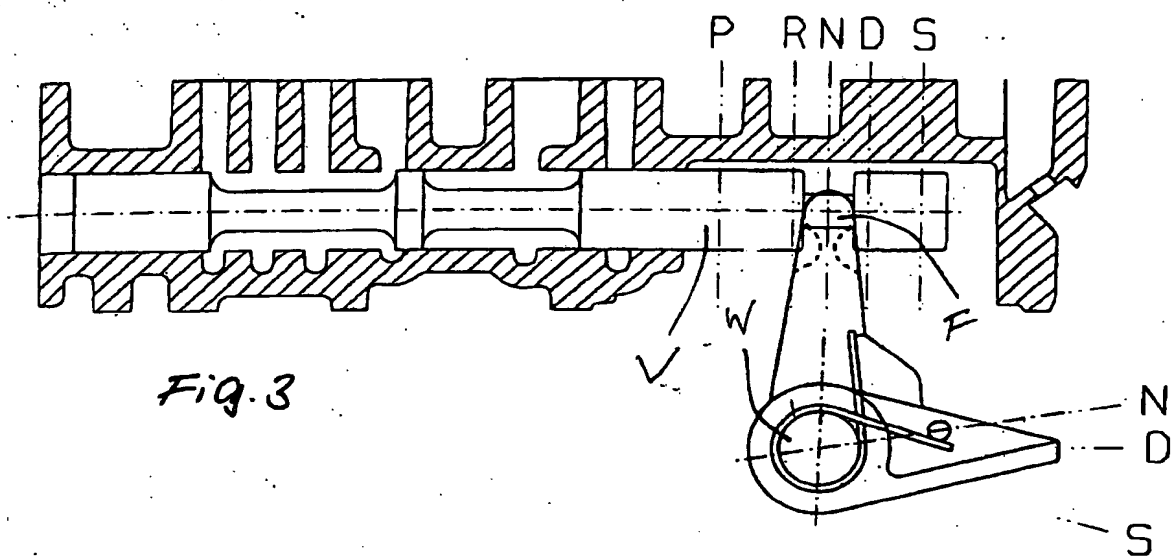


Fig. 2

Getriebemotor mit aufgesteckter Add-on Elektronik



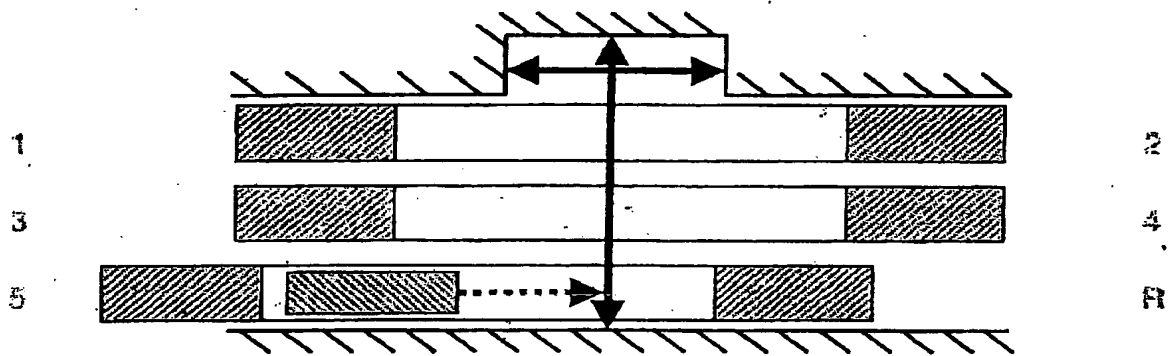


Fig. 6

0	Nr	1	2	3
1.0	Parameter	1.1 Parallel: $a = 0; \Sigma = 0$	1.2 Schneidend: $a = 0; \Sigma \neq 0$	1.3 Kreuzend: $a \neq 0; \Sigma \neq 0$
	Paa- rungs- bei- spiele	2.1	2.2	2.3
	Anwen- dung	3.1 Konus-, Stirn- Radpaarung	3.2 Konische, Kronen-, Torus-Radpaarung	3.3 Schraub-, Kronen-, Konische Radpaa- rung

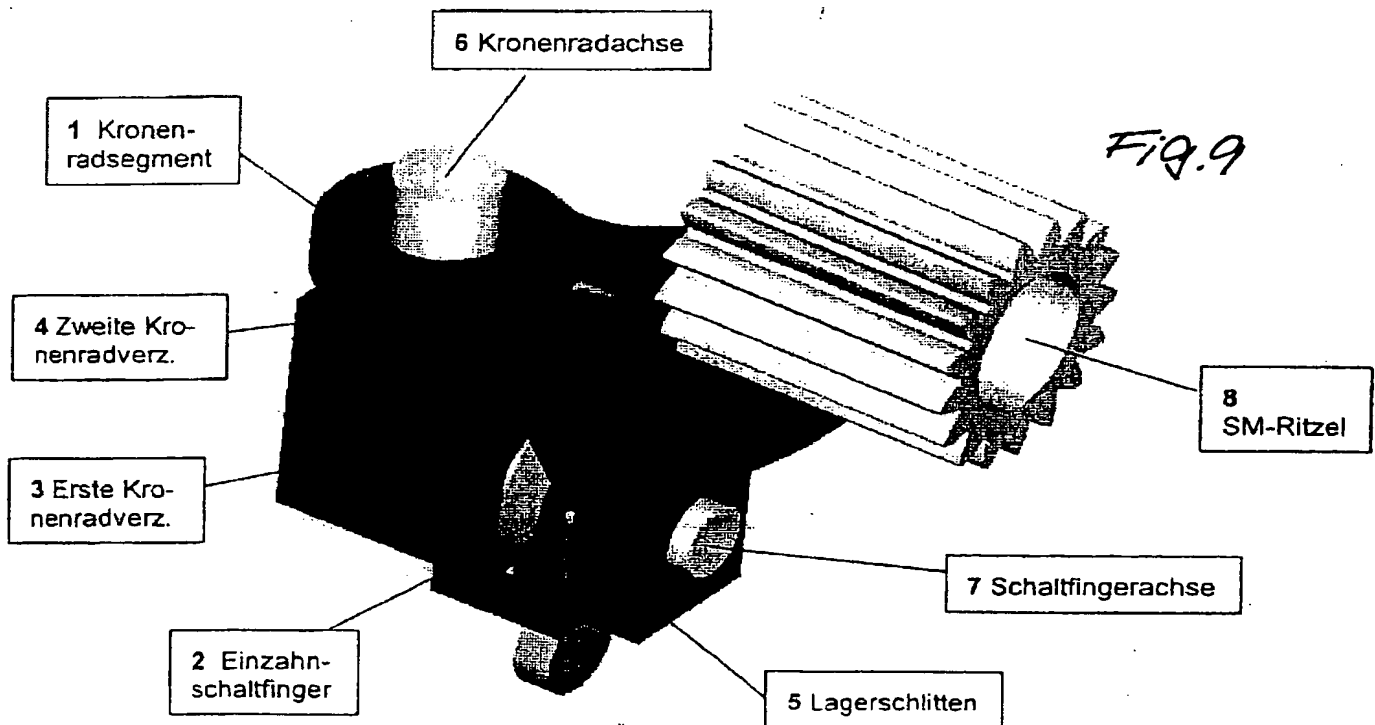
Teilungskonstante Zahnradpaarungen mit verschiedenen Achslagen

Fig. 7

Fig. 8

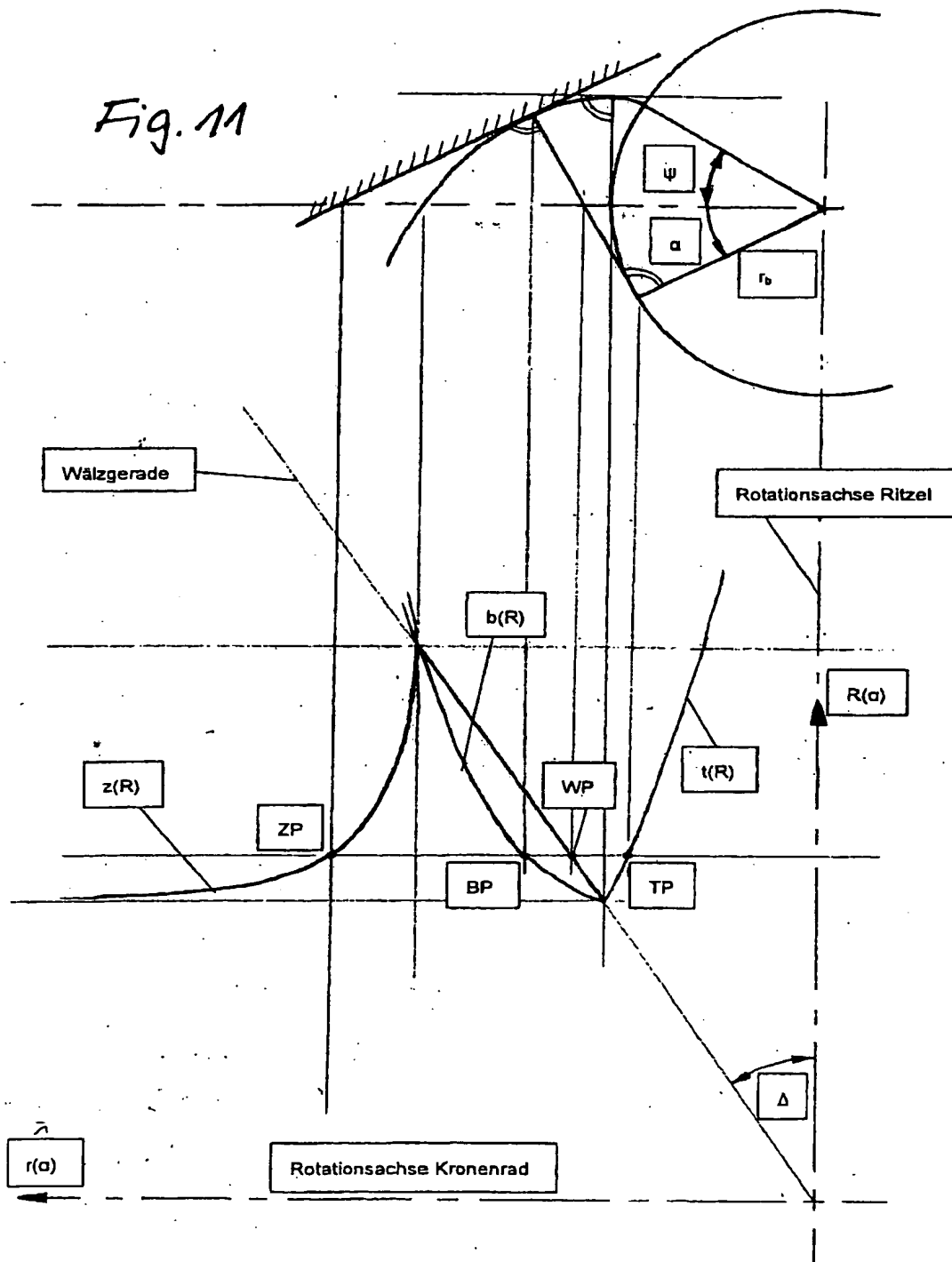
Gliederungsteil		Hauptteil				
Verzahnungsarten		Abgewinkelte Flankenform in der coaxialen Zylinderfläche mit dem Halbmesser				
0		$R = 9,5 \cdot m_n$	$R = 10,25 \cdot m_n$	$R = 11,0 \cdot m_n$	$R = 11,75 \cdot m_n$	$R = 12,5 \cdot m_n$
Nr		1	2	3	4	5
1.0	$\beta_s = 0^\circ$ $a = 0$	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5
2.0	$\beta_s = 12,92^\circ$ $a = 0$	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5
3.0	$\beta_s = 0^\circ$ $a = -2 \cdot m_n$	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5
4.0	$\beta_s = 12,92^\circ$ $a = -2 \cdot m_n$	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5

Übersicht der Kronenzahnradflanken



Schalt(Wahl)-Kinematik

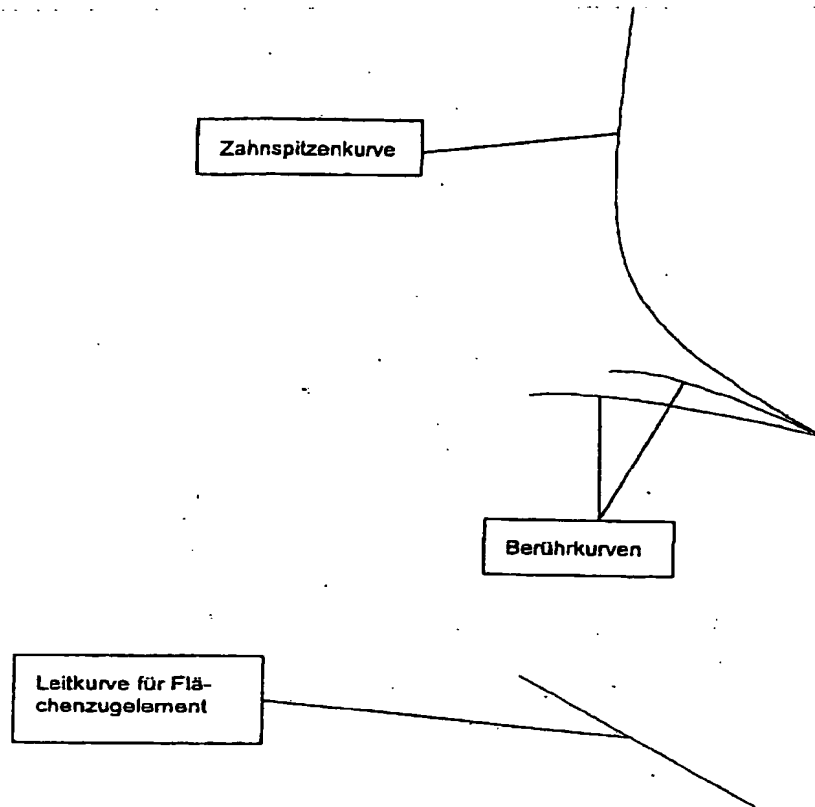
Fig. 11



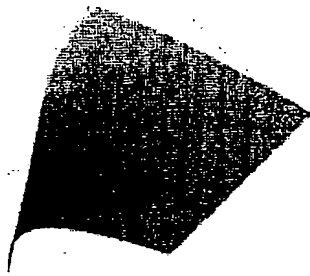
Verzahnungsparameter graphisch

CS-ORIENTIERUNG

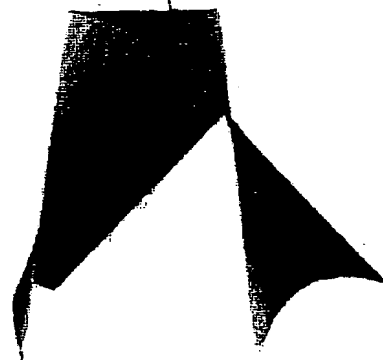
Fig. 12



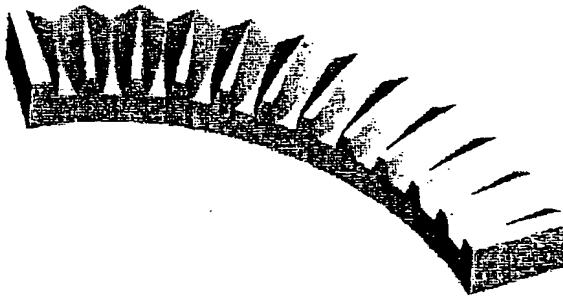
Kurven für Zahnflankenerstellung



a)



b)



c)

Fig. 13

Weitere Entstehungsschritte der Verzahnung

Fig. 10

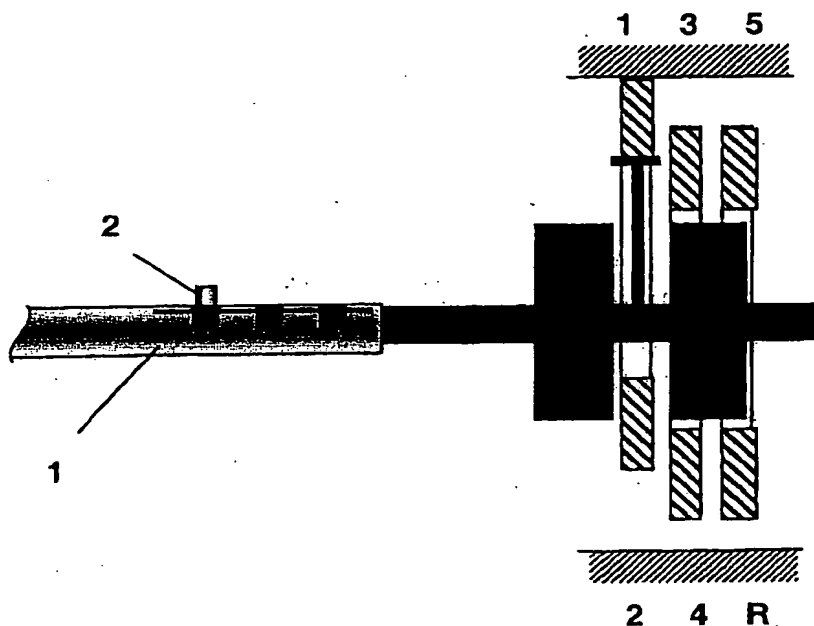
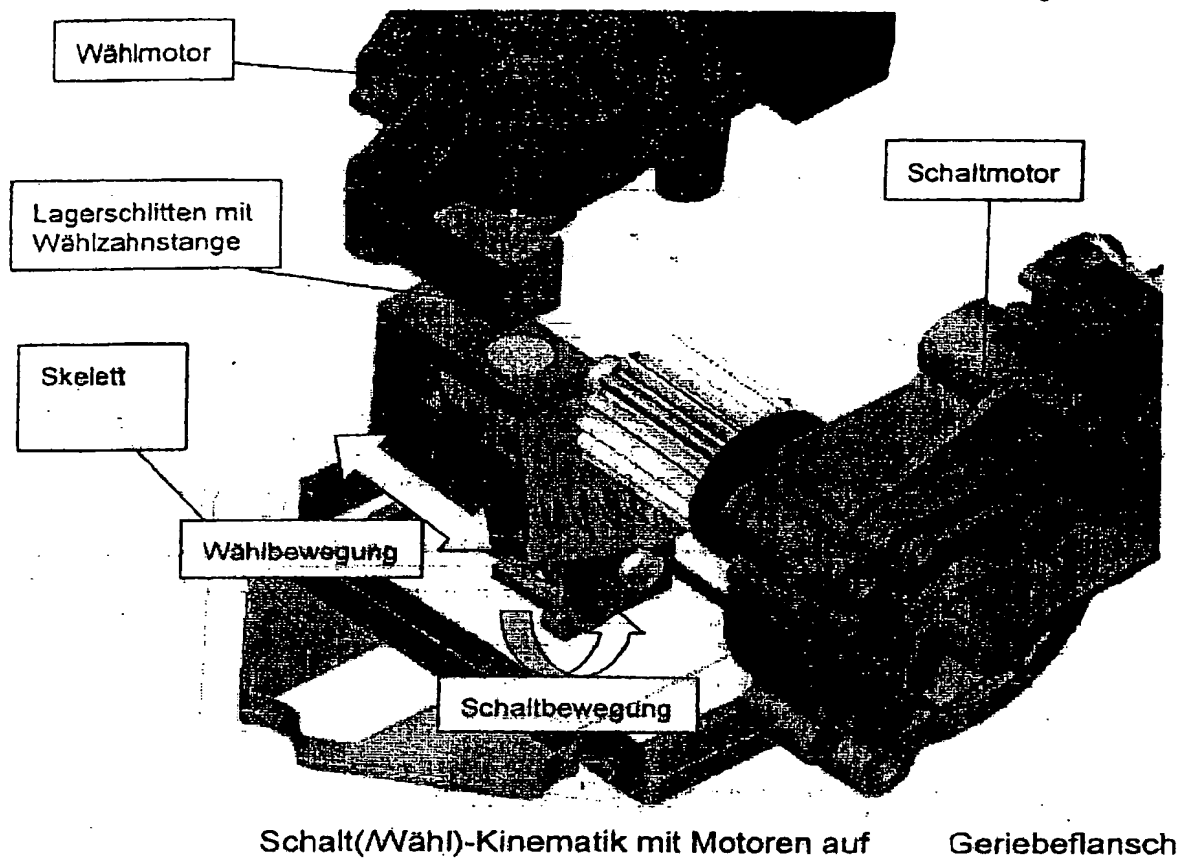
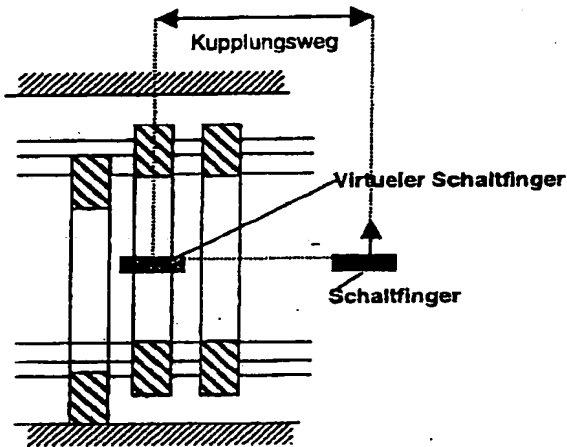


Fig. 14

Schema von Active Interlock für ASG, bei dem die Kupplungsbetätigung durch den Wählaktor erfolgt. Gezeigt ist die Position: Gang 1 eingelegt, Kupplung geöffnet.

Beispiel der Schaltung 2-3



Gang 3 ist gewählt

Fig. 15

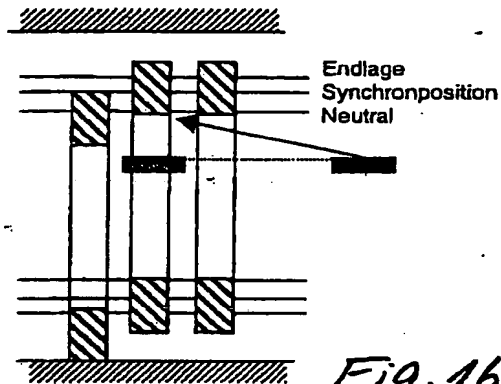


Fig. 16

Zusatzfinger ist in der Zielgasse der Hülse, jetzt besteht die Möglichkeit die Kupplung durch die Wählbewegung zu betätigen

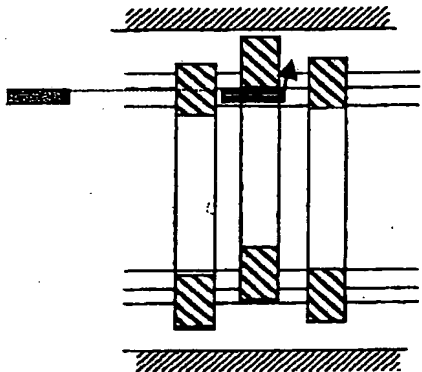


Fig. 18

Kupplung ist voll geöffnet, Gang 2 ist von Active Interlock herausgenommen, Gang 3 geht durch die Synchronposition.

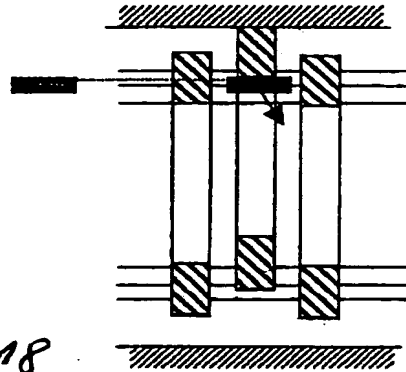


Fig. 19

Gang 2 in Neutral, Gang 3 ist eingelegt, Kupplung schließt.

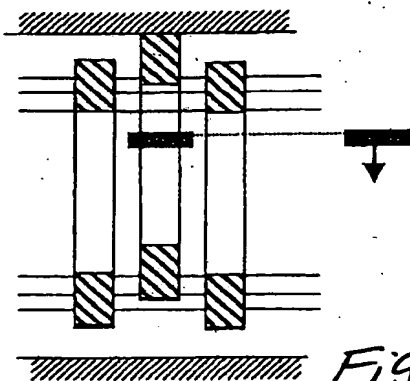


Fig. 21

Kupplung ist geschlossen.

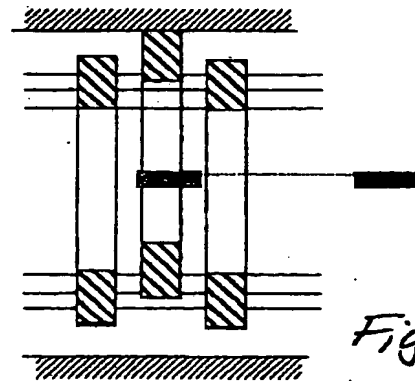
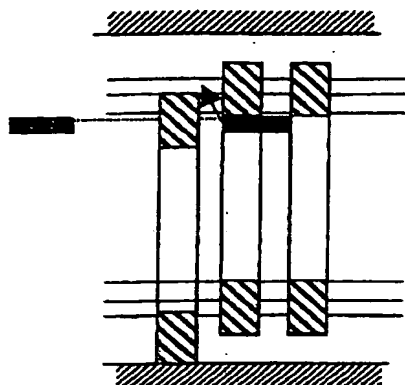


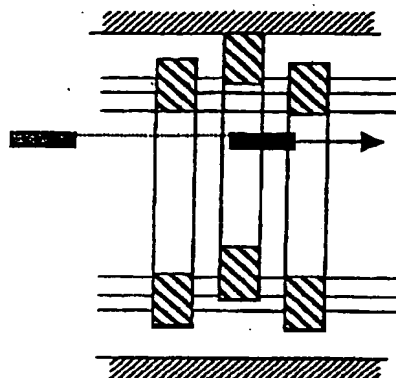
Fig. 22

Zusatzfinger ist aus der Gasse 3 in der Hülse herausgegangen.



Kupplung ist fast geöffnet,
Schaltfinger kann bei der
weiteren Schaltbewegung die
Schaltschiene verschieben.

Fig. 17



Kupplung schließt.

Fig. 20

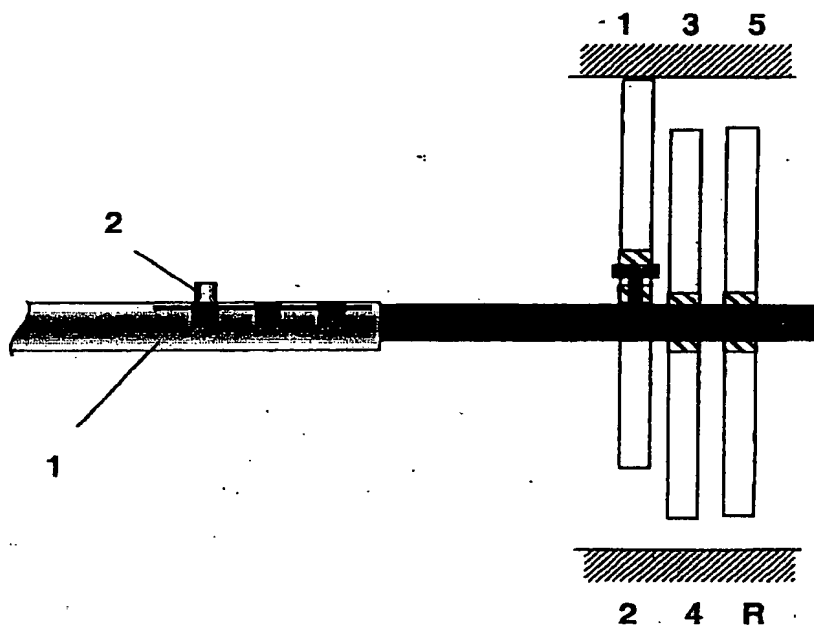
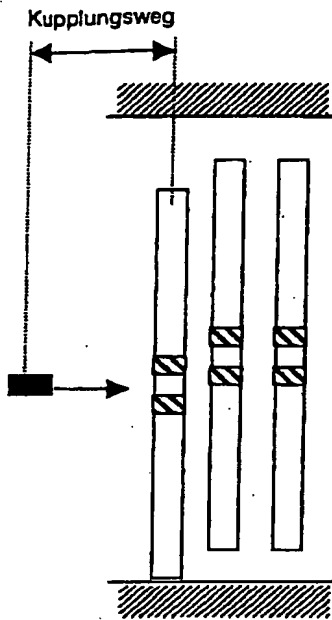


Fig. 23

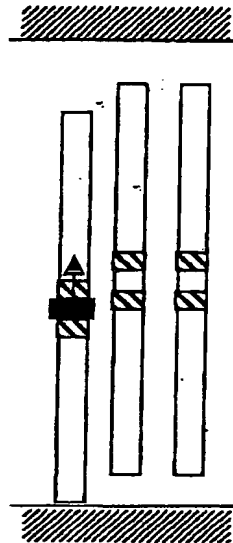
Schema der Kupplungsbetätigung durch den Wählaktor. Gezeigt ist die
Position: Gang 1 eingelegt, Kupplung geöffnet.

Beispiel der Schaltung 2-3



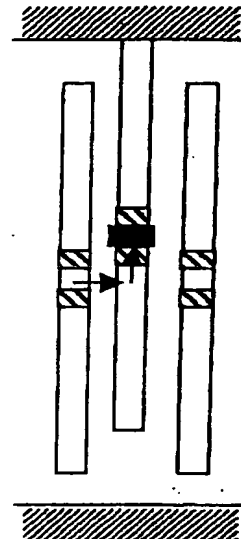
Kupplung öffnet

Fig. 25



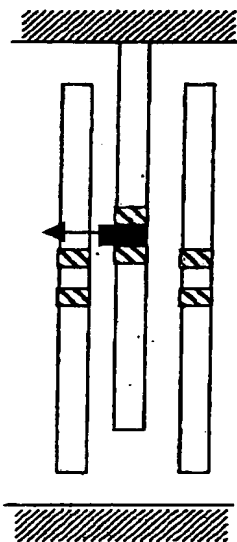
Kupplung ist geöffnet, Gang 2 wird rausgenommen

Fig. 26



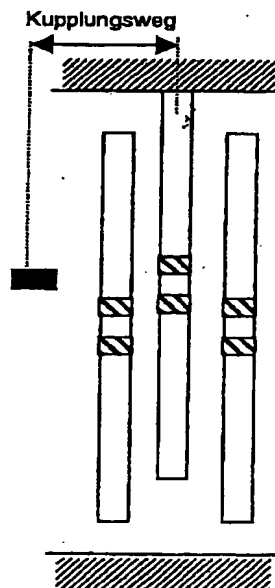
Gang 3 wird gewählt und eingelegt

Fig. 27



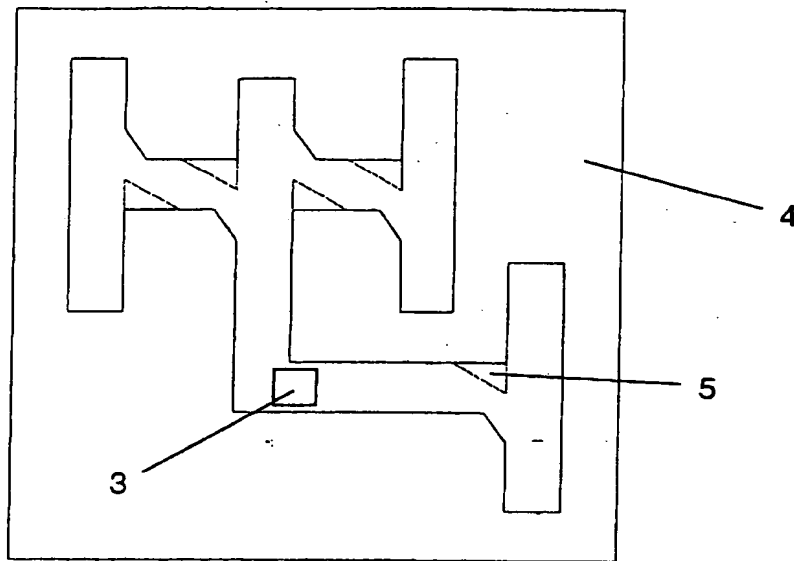
Kupplung schließt

Fig. 28



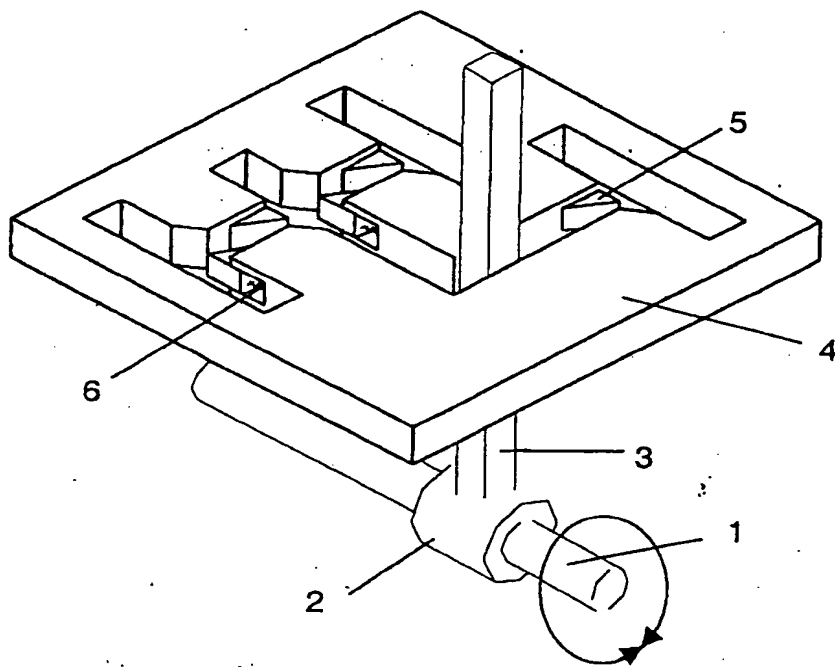
Kupplung ist geschlossen

Fig. 29



Getriebeaktor in der Draufsicht

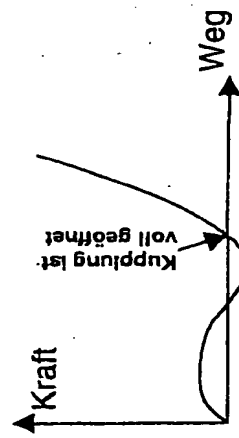
Fig. 30



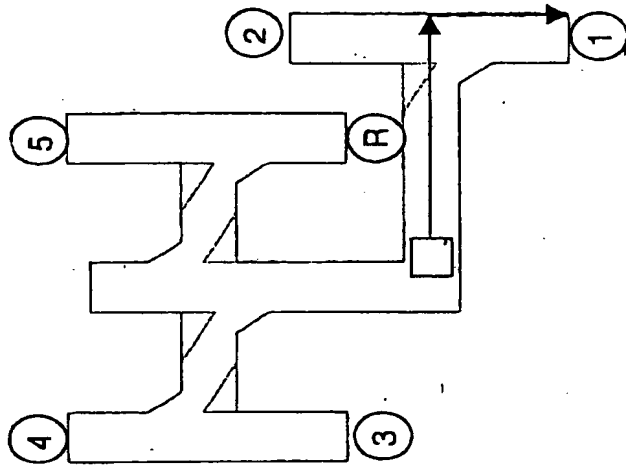
Getriebeaktor mit Schaltfinger

Fig. 31

Fig. 24

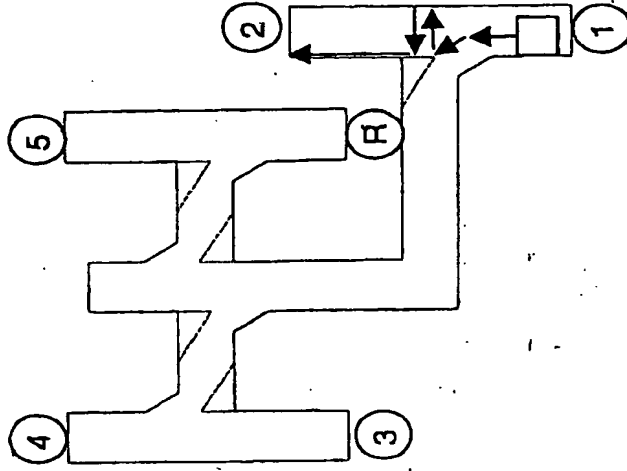


Kupplungskennlinie



Schaltung in den 1 Gang

Fig. 32



1->2 Schaltung

Fig. 33

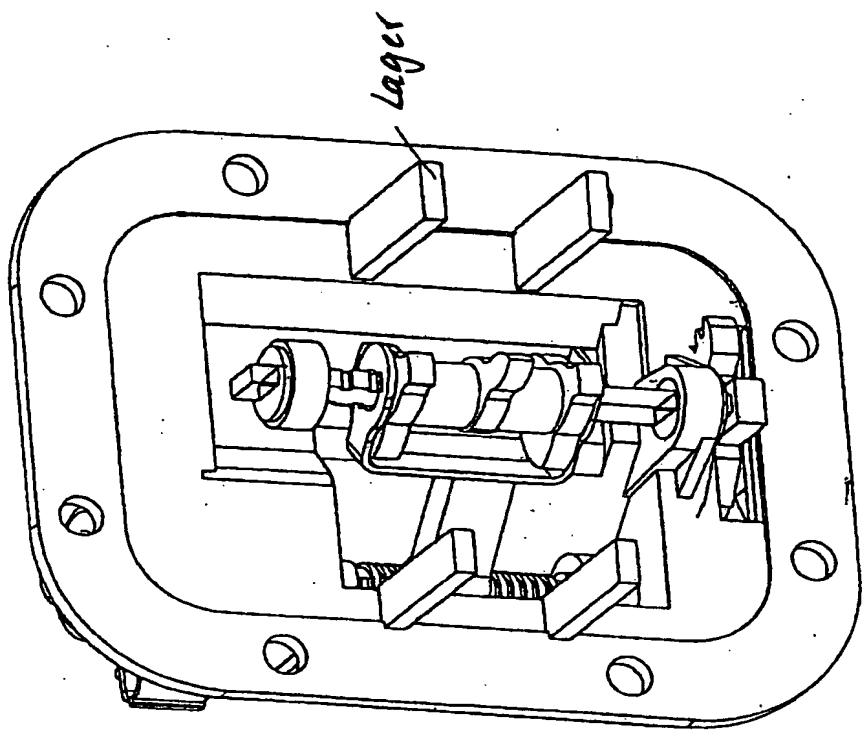
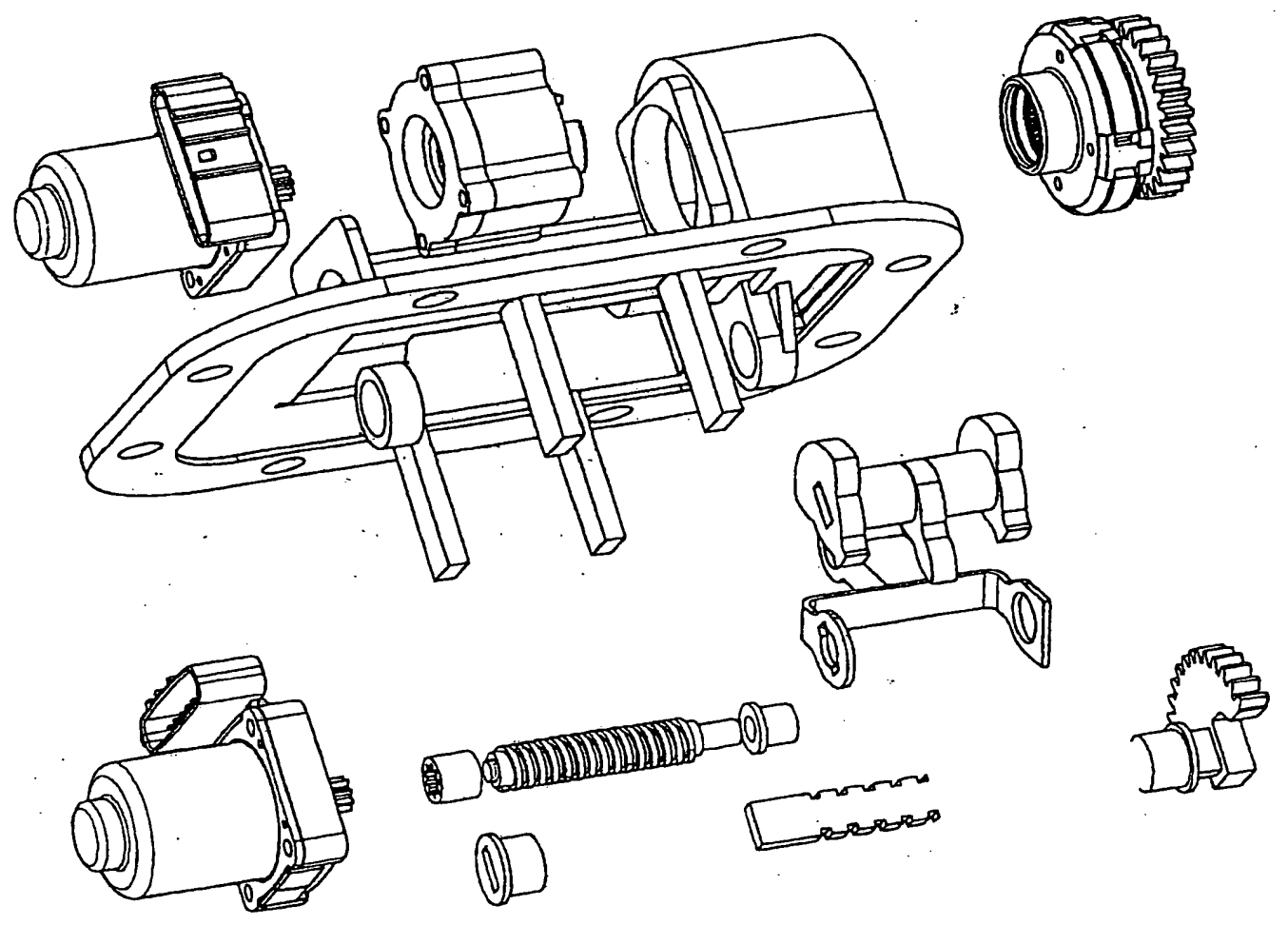


Fig. 35



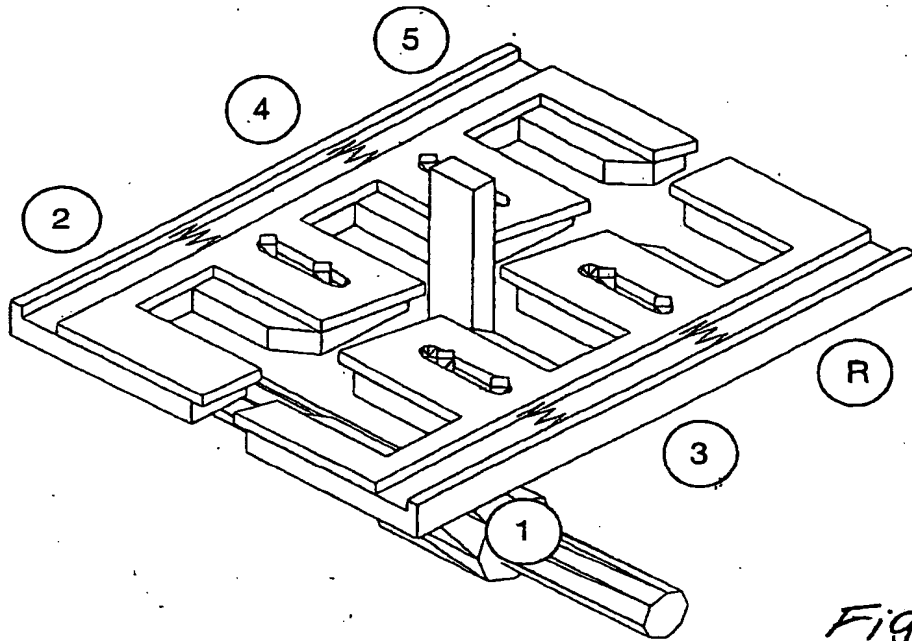
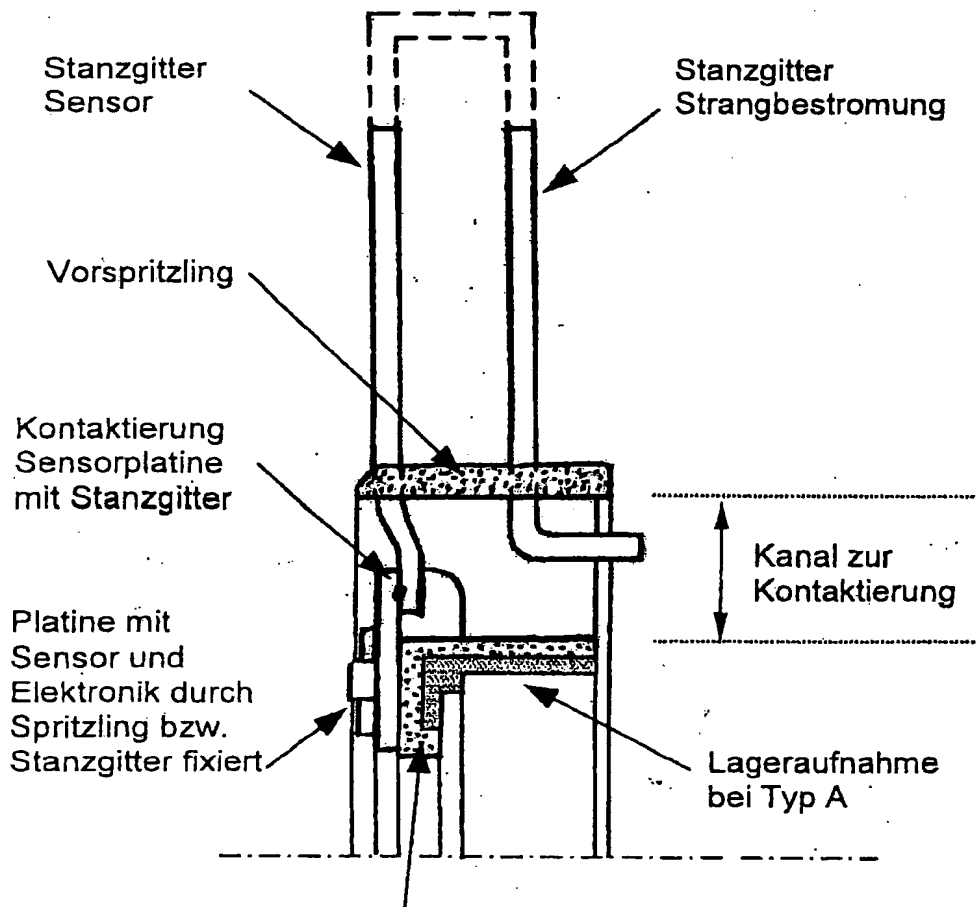


Fig. 34

Zweite Variante der Getriebeaktorik



Typ B ohne Lageraufnahme

Fig. 36

Stecker

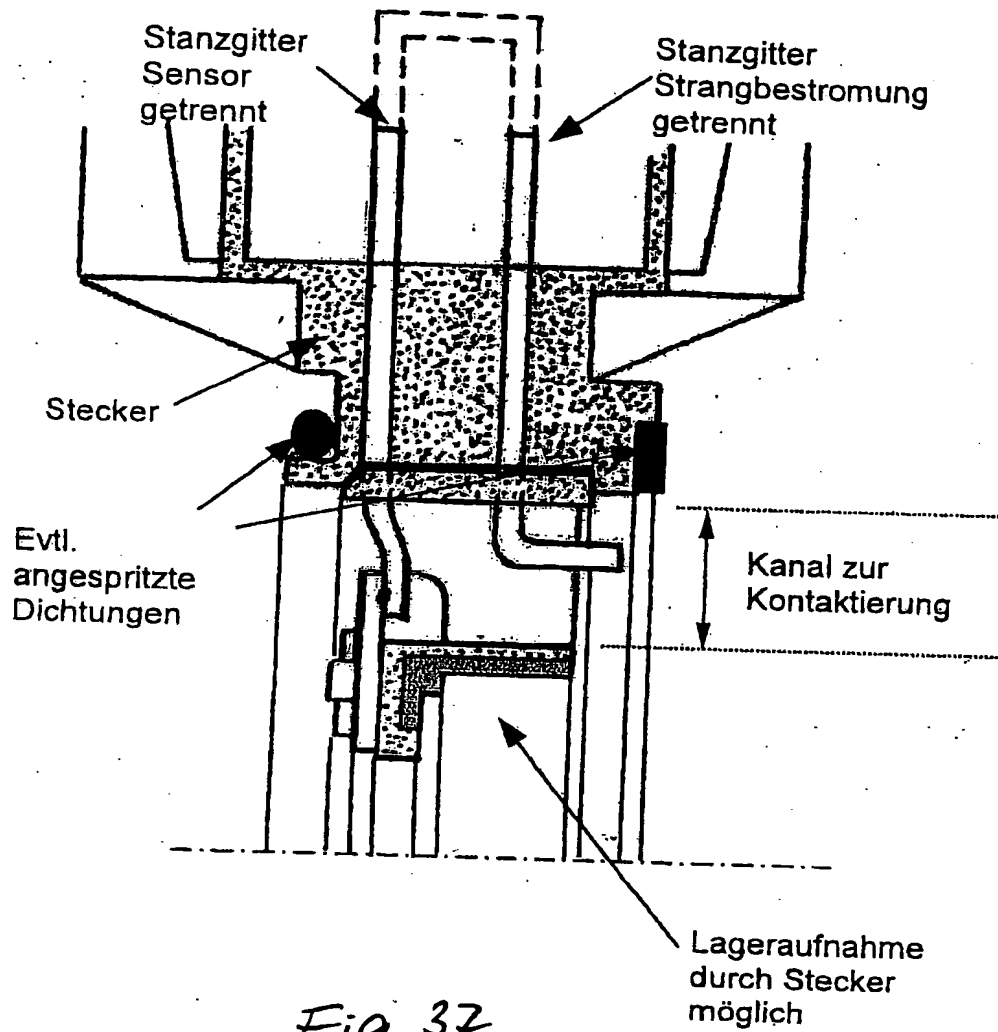


Fig. 37

Statorblock

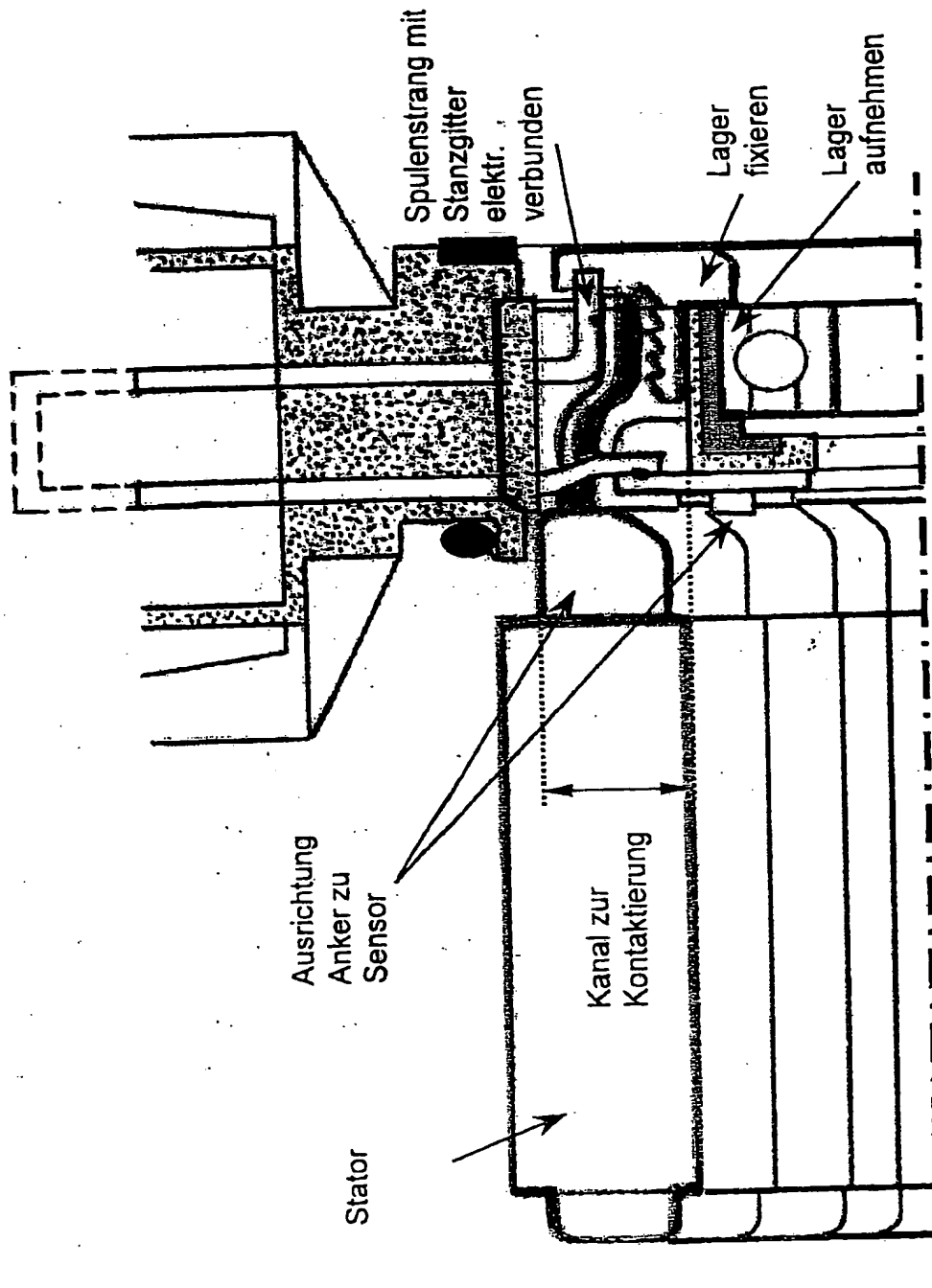
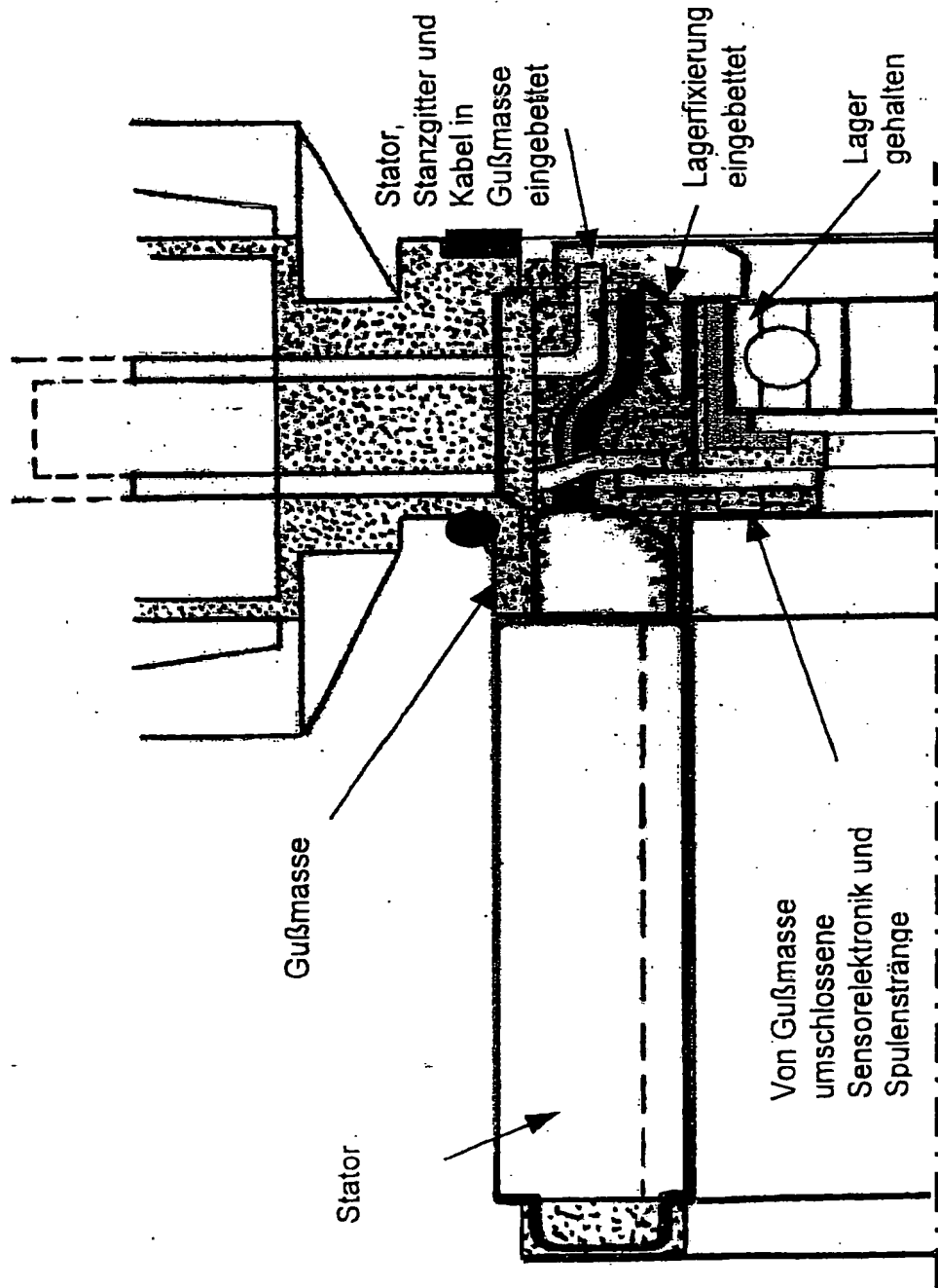


Fig. 38

Vergießen des Statorblockes

Fig. 30



Einsetzen der Rotor-Baugruppe

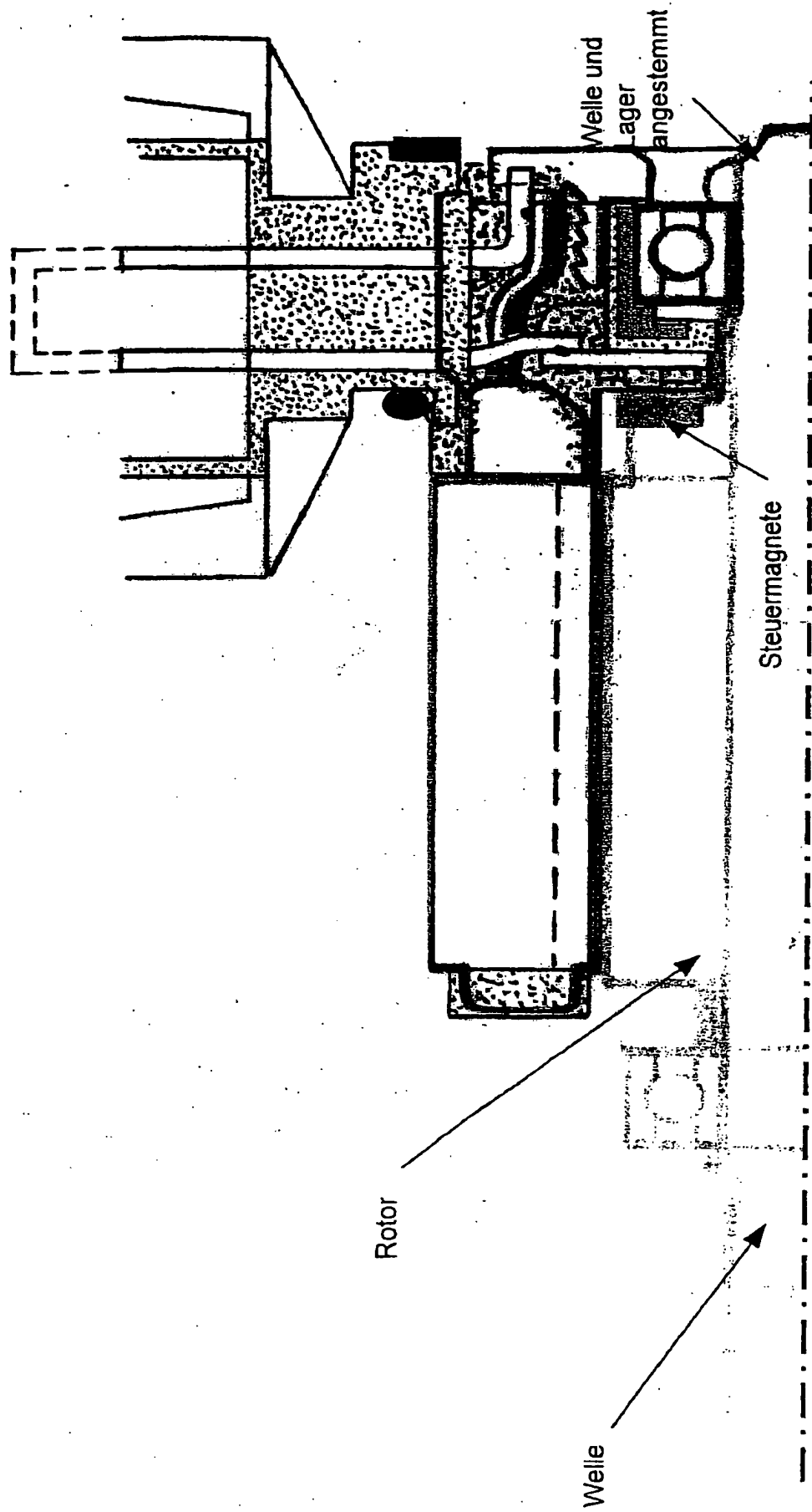
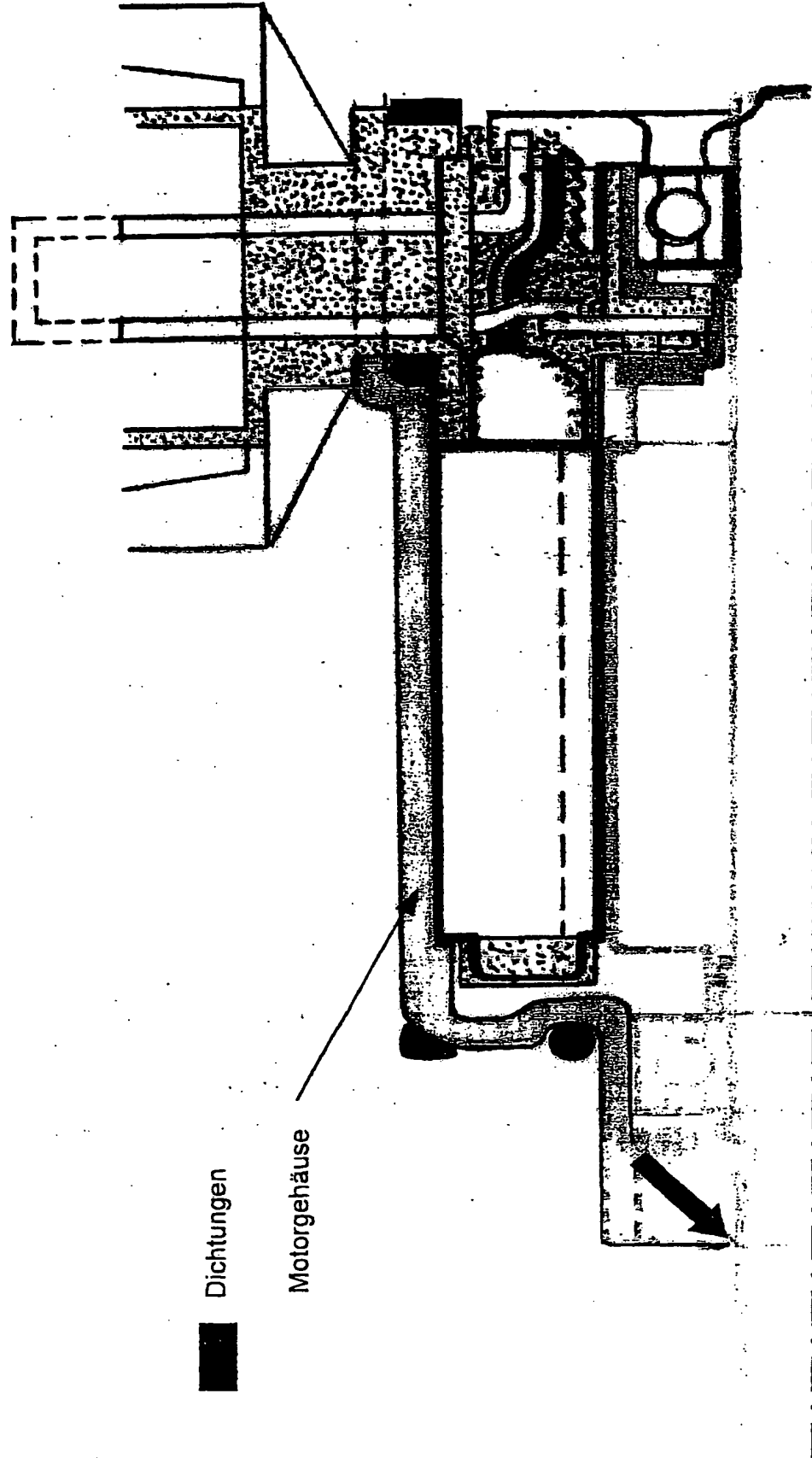


Fig. 40

Einsetzen in Motor-Gehäuse



Befestigen des Motors

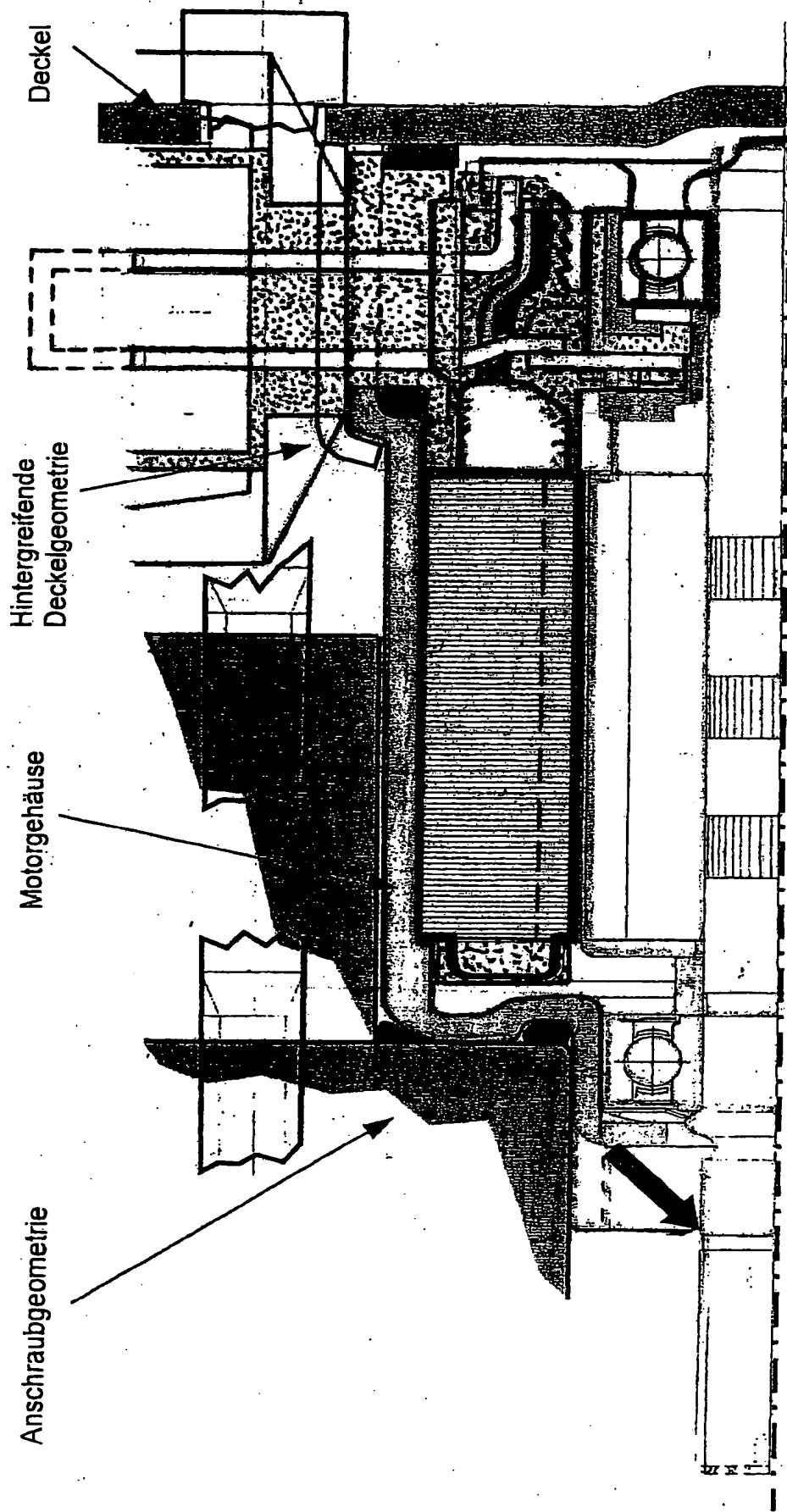


Fig. 42

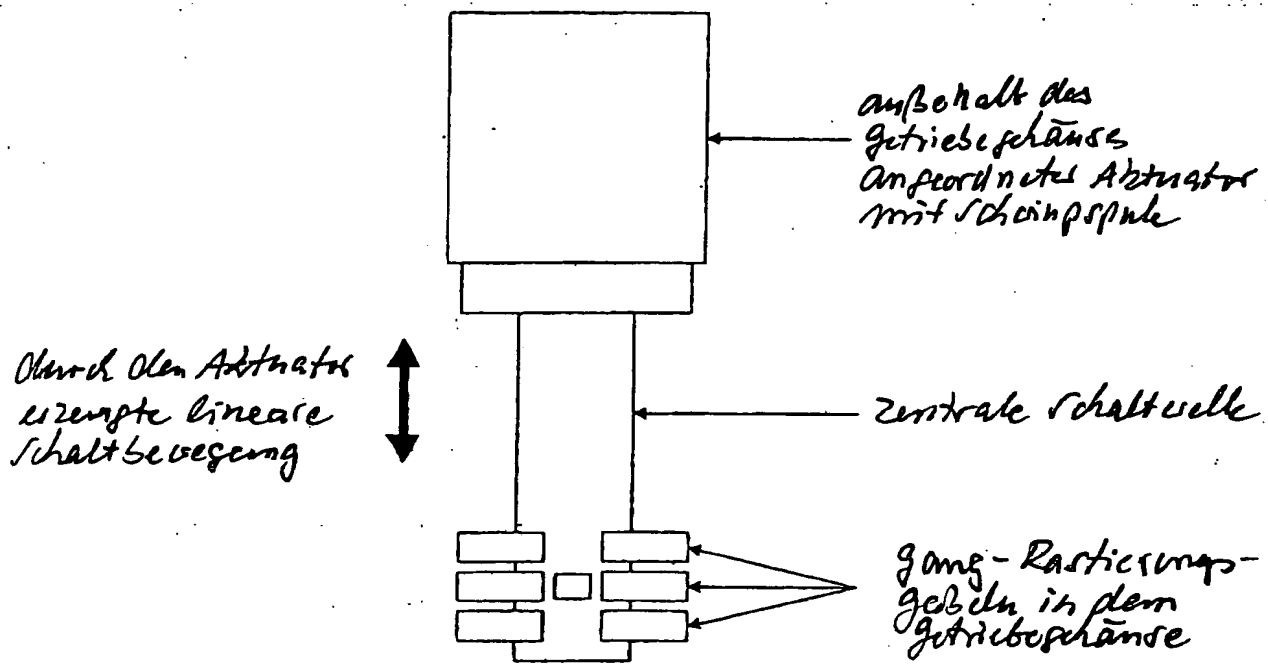


Fig. 43

durch einen D-C
 DC-Motor erzeugte
 Dreh-Schaltbewegung
 (Stand der Technik)

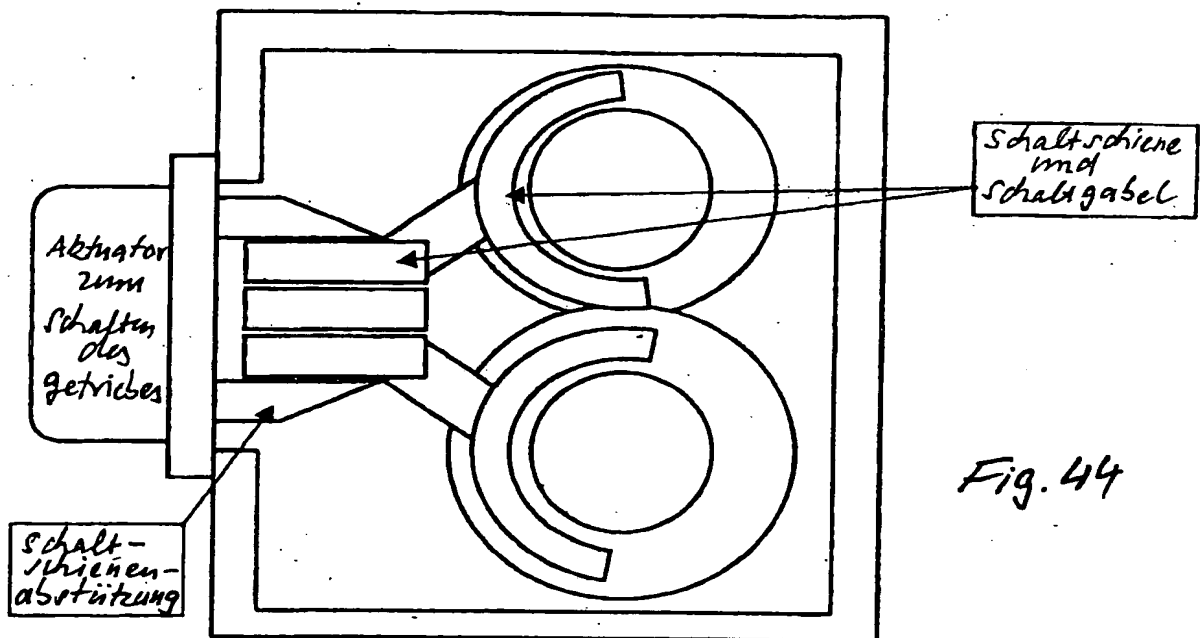


Fig. 44

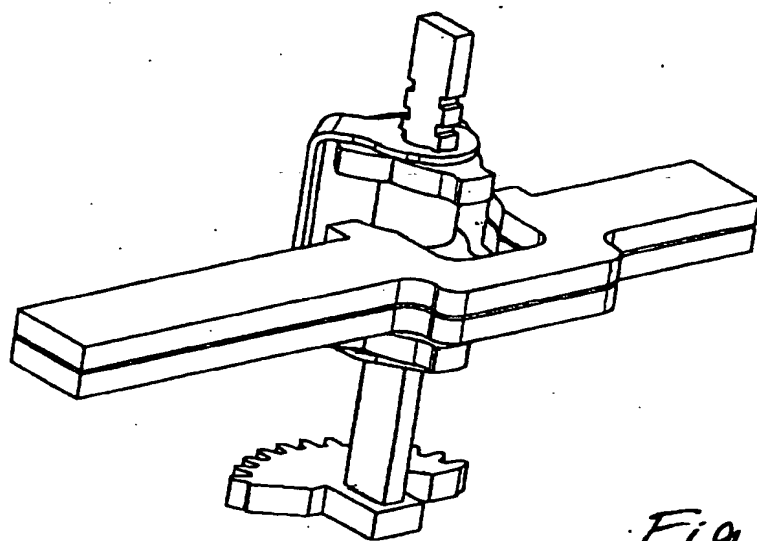


Fig. 45

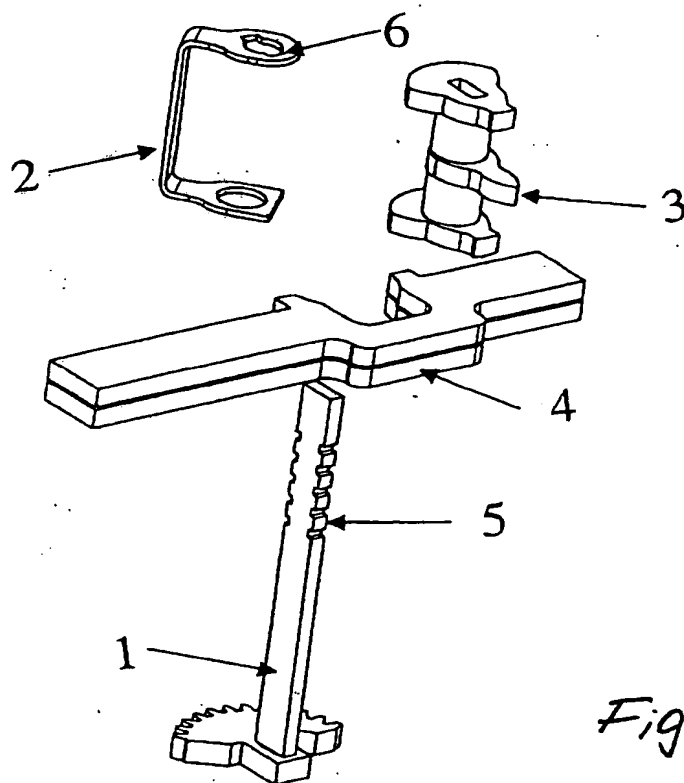
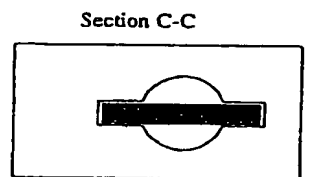
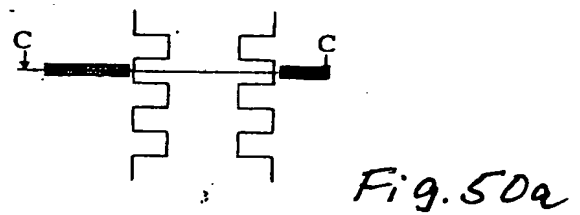
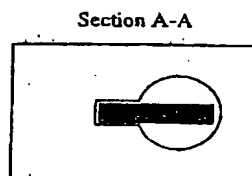
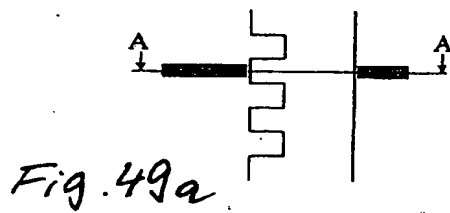
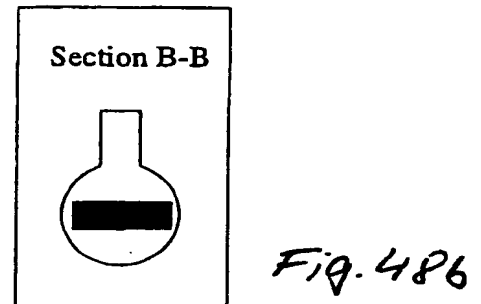
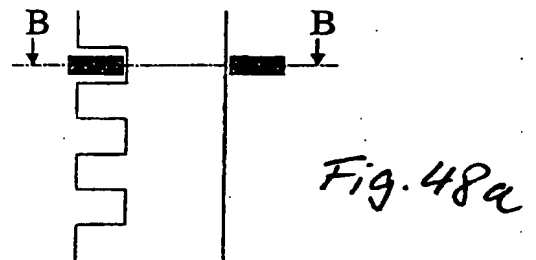
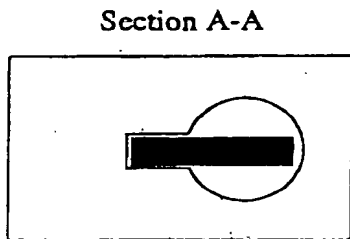
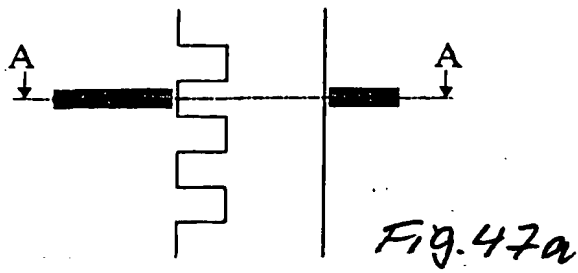


Fig. 46



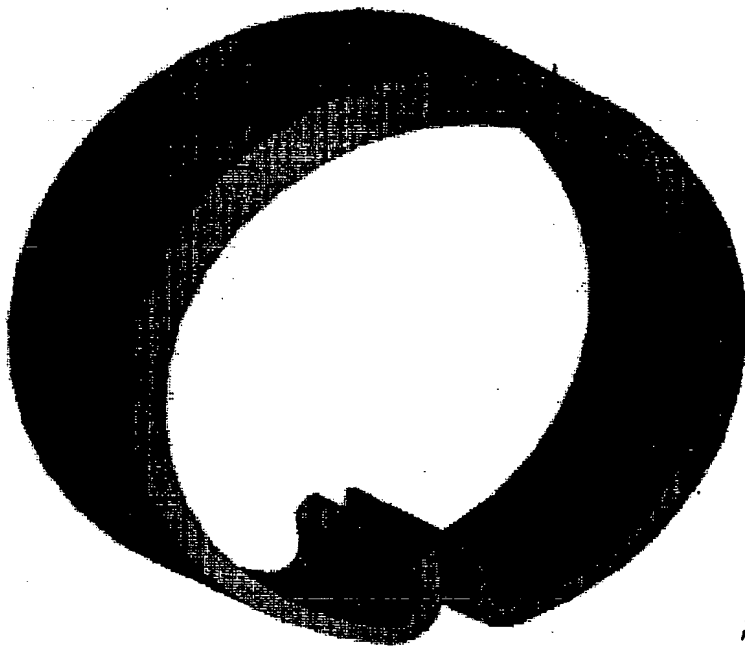


Fig. 51

elastischer Kragen

äußere Hülse
mit Schaltfinger

innere Hülse,
verbunden mit
Motor/Getriebe

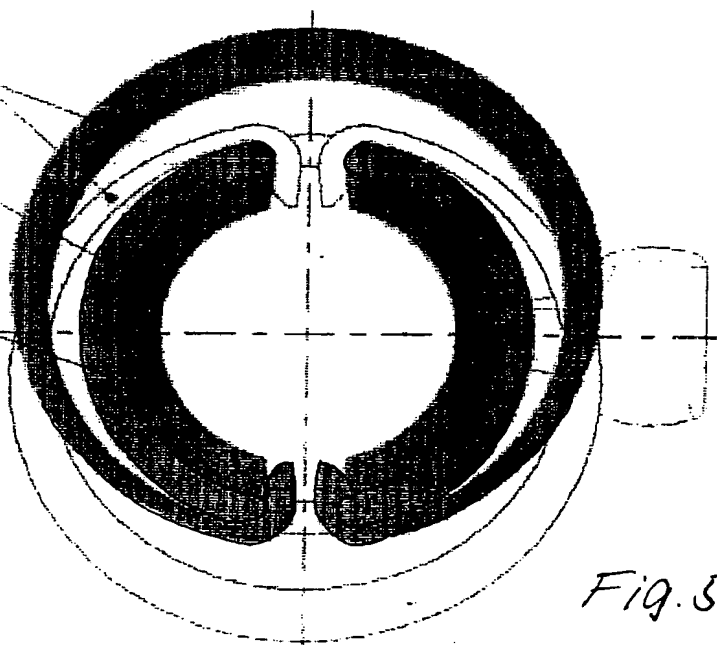


Fig. 52



Fig. 53

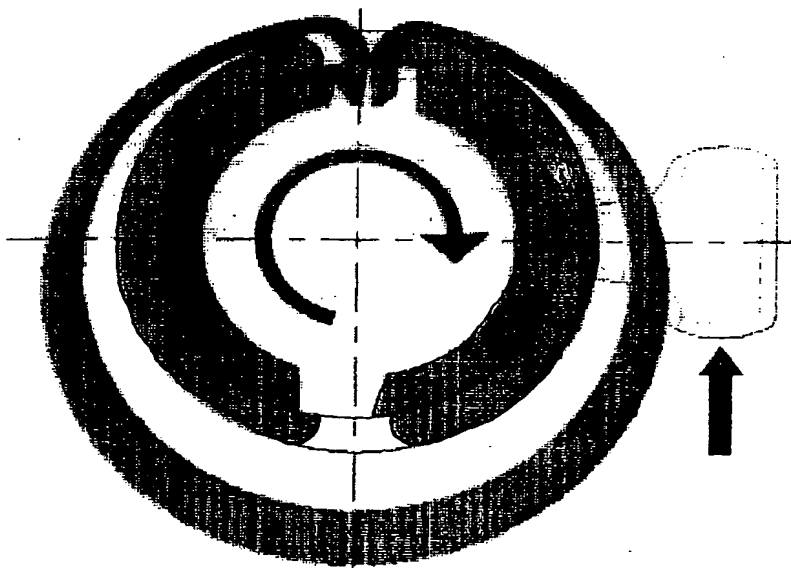


Fig. 54

Stahl-Elastizität

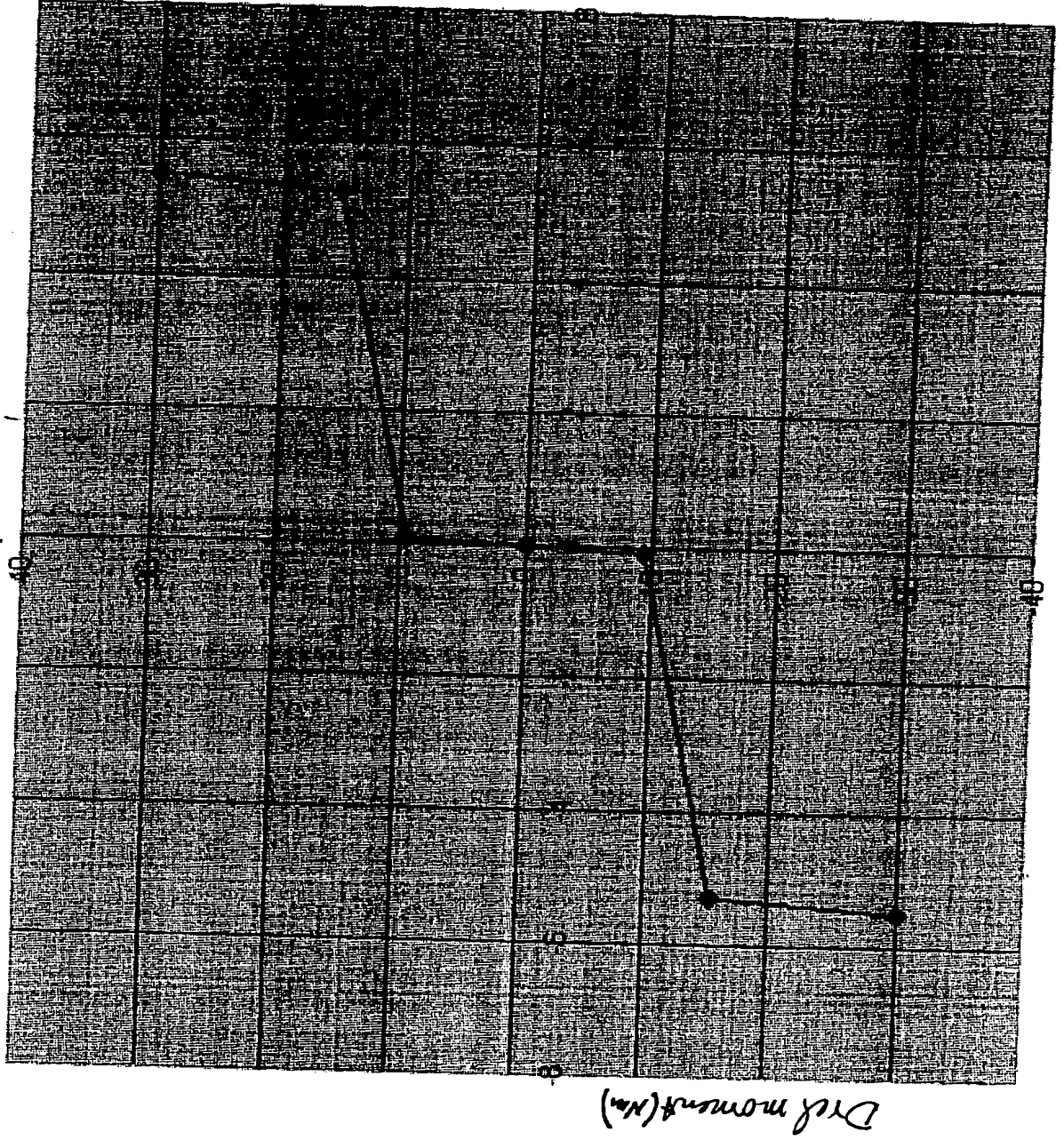


Fig. 55

Drehung des Stahlwelle (°)

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☒ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.